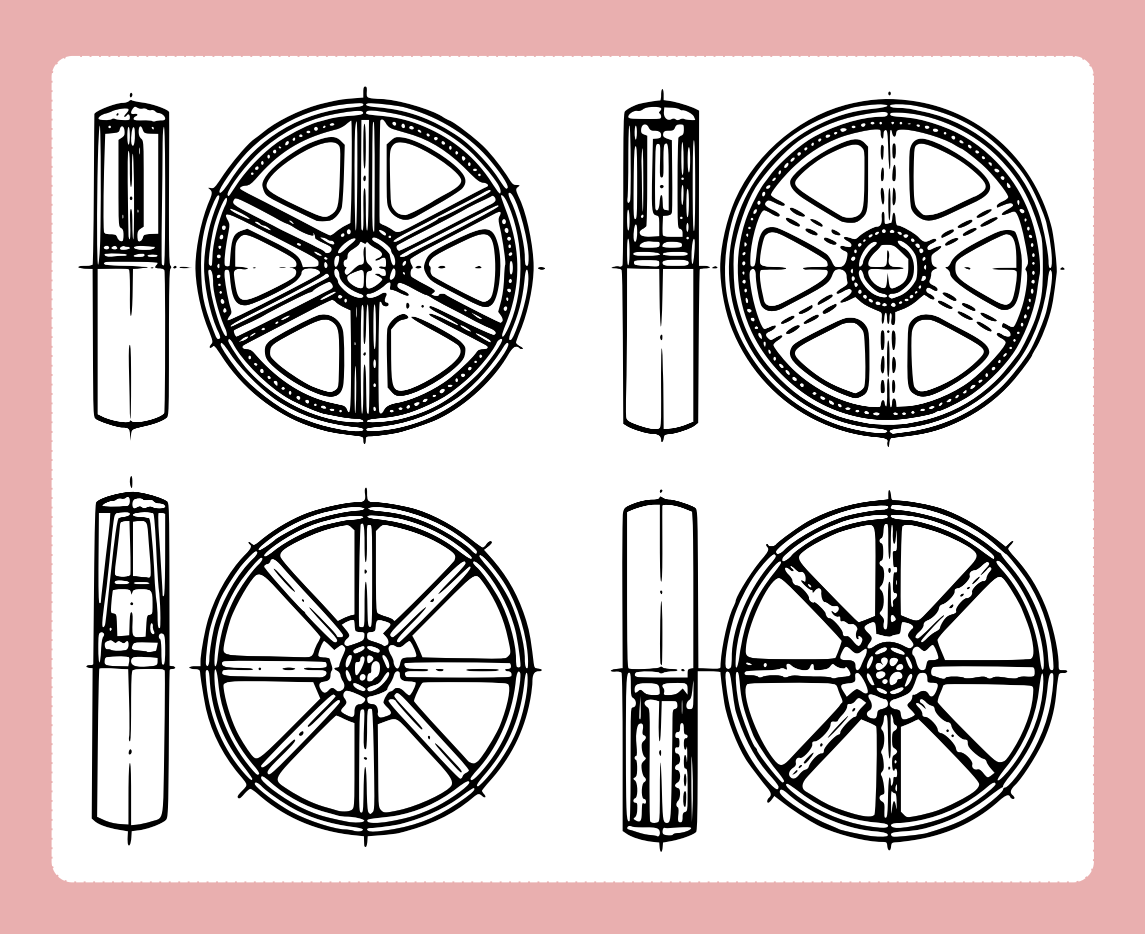
V. Dobrovolski, K. Zablonski,
S. Mak, A. Radtckik, L. Erlikh

ELEMENTS DE MACHINES



Éditions Mir Moscou

В. А. ДОБРОВОЛЬСКИЙ, К. И. ЗАБЛОНСКИЙ,
С. Л. МАК, А. С. РАДЧИК, Л. Б. ЭРЛИХ

ДЕТАЛИ МАШИН

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ • МОСКВА

V. Dobrovolski, K. Zablonski,
S. Mak, A. Radtchik, L. Erlikh

ÉLÉMENTS DE MACHINES

ÉDITIONS MIR · MOSCOU

Traduit du russe par
VALENTIN POLONSKI

На французском языке

Préface à la septième édition russe

La septième édition de cet ouvrage a été considérablement remaniée. Le lecteur y trouvera de nouveaux calculs et solutions fonctionnelles basés sur les vues modernes.

Les auteurs ont tenu également compte des suggestions inspirées par l'expérience de l'application des éditions précédentes qui contribuent au perfectionnement de l'enseignement du cours des « Eléments de machines » dans les écoles supérieures.

Ils se sont donc attachés tout particulièrement à établir des généralisations possibles dans le cadre du cours considéré des méthodes de calcul et de conceptions, en se posant pour tâche de rendre l'exposé du cours plus méthodique.

Nous avons introduit le chapitre « Spécifications principales auxquelles doivent satisfaire les machines et leurs organes » où la sécurité est considérée comme un impératif de départ le plus important, déterminé lors de l'établissement d'un projet par des critères correspondants. On y trouve les concepts principaux et les critères d'appréciation de la sécurité. Pour cette raison nous avons entrepris une tentative d'ordonner la terminologie relative à toute sorte de sollicitations. C'est dans cette optique que nous avons revu le chapitre « Critères principaux d'aptitude à la fonction et de calcul des éléments de machines ». L'introduction du chapitre « Principes économiques de l'établissement des projets des éléments de machines » a permis de donner un exposé des principes de calcul.

Les auteurs ont également revu les chapitres consacrés à l'étude des assemblages de toutes sortes.

L'étude des pièces telles que arbres et axes présentant certaines particularités, les auteurs ont renoncé à l'idée d'exposer le chapitre « Arbres et axes » séparément des chapitres dans lesquels on traite les problèmes d'étude des assemblages du type « arbre-moyeu » (clavetages, engrenages, etc.). Dans la présente édition ces assemblages sont étudiés dans leur interaction, ce qui traduit mieux le processus réel de l'établissement des projets.

Les chapitres traitant des transmissions sont remaniés à fond. Les calculs relatifs aux transmissions Novikov sont exposés conformément aux résultats des recherches les plus récentes. Nous avons

introduit les chapitres «Réducteurs et variateurs» et «Types et caractéristiques principales des éléments de machines».

La présente édition a été rédigée sans le regretté V. Dobrovolski qui près de cinquante ans dirigeait la chaire des «Eléments de machines» à l'Institut polytechnique d'Odessa. Il est impossible de surestimer son apport au développement de cette branche de la science et à son enseignement dans les écoles supérieures soviétiques. Les auteurs ont tenu à conserver les idées fondamentales énoncées en commun avec V. Dobrovolski et exposées dans les éditions antérieures de ce cours.

Introduction

La complexité et les dimensions des machines permettent de les classer à l'étude en un certain nombre d'ensembles, d'organes et de pièces.

Une *pièce* est un produit exécuté en matériau homogène de même dénomination et nuance; une *unité de montage* (*ensemble*) est un produit dont les parties constitutives sont assemblées à l'entreprise de production à l'aide des opérations de montage.

Pour rendre l'exposé plus bref, nous donnerons dans ce qui suit aux pièces proprement dites, aux éléments de leurs assemblages, ainsi qu'aux organes et ensembles qui accomplissent les fonctions les plus simples, le nom d'*éléments de machines.*

Pour classer les éléments de machines on les distingue suivant leur *destination générale ou spéciale.*

Les éléments de machines à *destination générale* comprennent les éléments des assemblages démontables et permanents; les éléments des transmissions par friction et par engrenages; les arbres, axes, manchons, paliers; les ressorts et les pièces de support. Tout en appartenant à des machines les plus variées, les éléments de machines de même type remplissent des fonctions analogues, ce qui permet de dégager leur étude en une discipline particulière dite « Eléments de machines ».

Les éléments de machines à *destination spéciale* comprennent des pièces qui ne sont utilisées que dans les machines de types particuliers. Ce sont, par exemple, les pistons, soupapes, broches, socs, etc. Leur étude fait l'objet de cours appropriés (« Appareils de levage et de manutention », « Machines-outils », « Machines agricoles », etc.).

Le cours d'« Eléments de machines », en tant que discipline scientifique, se propose de mettre en lumière les modes, règles et normes d'établissement des pièces, qui en partant des conditions de leur fonctionnement au sein d'une machine permettraient d'obtenir pour ces pièces les formes et dimensions les plus avantageuses, de guider le choix des matériaux, de définir les spécifications de précision et de qualité des surfaces et de rédiger le cahier de charges.

L'étude des éléments de machines est intimement liée:

a) à la mécanique théorique et à la théorie des mécanismes et des machines qui interviennent dans la détermination des sollicitations et de la cinématique des pièces;

b) à la théorie de la résistance des matériaux qui permet de calculer les éléments de machines à la résistance, à la rigidité et à l'endurance;

c) à la métallurgie physique qui fournit des renseignements susceptibles de guider le choix judicieux des matériaux;

d) à l'établissement des gammes de moulage, de forgeage et de soudage, ainsi que de traitement thermique, d'usinage et d'assemblage qui interviennent dans la conception des éléments de machines pour imposer des prescriptions de fabrication;

e) à l'établissement des dessins industriels.

Conformément au programme d'enseignement dans les écoles supérieures de mécanique, le cours d'« Eléments de machines » couronne l'étude des disciplines d'ingénieur générales et les associe aux disciplines spéciales ayant trait à la théorie, au calcul, à l'étude et à l'utilisation des machines en fonction de leur destination.

L'évolution générale des constructions des éléments de machines est intimement liée à celle des constructions des machines dans leur ensemble.

Le niveau de production des machines et leur perfectionnement technique sont un indice très suggestif de l'essor industriel d'un pays. Les constructions des machines sont sans cesse perfectionnées en fonction des exigences présentées par l'exploitation et la production, ainsi que des possibilités qu'offrent la science en développement, les matériaux nouveaux et les modes inédits de l'obtention des formes nécessaires et des propriétés requises.

Les impératifs principaux d'exploitation et de fabrication déterminants pour le choix des constructions des machines modernes sont la productivité maximale, la puissance, l'économie; la simplicité des manipulations qui ne doivent exiger ni attention soutenue, ni mémoire particulière, ni force musculaire importante; la sécurité d'emploi et la durée de service prolongée sans défaillance jusqu'au vieillissement du modèle; la possibilité de fabriquer la machine étudiée en quantité conforme aux besoins de l'économie nationale avec le strict minimum de frais de travail, de matières et d'autres ressources.

La productivité des machines et leur puissance sont d'autant plus grandes que leurs vitesses sont élevées et l'automatisation de la fabrication plus poussée.

Voici les chiffres qui illustrent les réalisations enregistrées dans ces domaines.

Evolution de la vitesse des automobiles au cours des 70 dernières années

Années	1895-1900	1900-1915	1915-1930	1930-1945	1945-1955	1970
Vitesse maximale enregistrée, km/h	105,9	210,9	372,4	594,8	634,6	1000
Vitesse maximale de régime, km/h	15 à 20	30 à 40	55 à 75	90 à 110	130 à 150	150

Evolution de la vitesse de coupe des aciers sur des machines-outils

Années	Avant 1850	1864	Début du XXe siècle	1927	1970
Matière des outils	Acier au carbone	Acier au chrome-tungstène	Acier rapide	Carbures durs	
Vitesse de coupe, m/mn	5	7 à 8	30	70 à 80	400 et plus

Augmentation de la vitesse du laminage à froid d'une bande d'acier de 1925 à 1950

Années	1925-1930	1940	1945	1950
Vitesse de laminage, m/s	0,3 à 0,5	5	20	30

Pour d'autres machines et d'autres modes de fabrication les vitesses enregistrent des augmentations analogues. Ainsi, la vitesse moyenne des machines pour la fabrication du carton ondulé est passée de 3 m/mn en 1895 à 165 m/mn aujourd'hui ; celle des machines à coudre, de 600 à 800 tr/mn en 1915 à 3500 tr/mn en 1947, etc.

Ces chiffres illustrent l'allure de l'augmentation des vitesses et donnent une idée de sa progression à venir.

Les tendances générales exposées ci-dessus ont déterminé les particularités capitales du développement des constructions des machines aux destinations les plus variées: *remplacement du mouvement alternatif par un mouvement rotatif uniforme, réalisation des constructions à ensembles, utilisation des commandes non mécaniques, diminution du poids spécifique des machines.*

Le mouvement alternatif entraîne des pertes de temps pour courses de retour et dégagements, ainsi que des charges dynamiques limitant l'augmentation de la vitesse des processus. La tendance à remplacer dans toutes les machines modernes le mouvement alternatif périodique par un mouvement rotatif continu est donc tout à fait logique. Ainsi, les turbines à vapeur et à gaz évincent les moteurs à piston dans le domaine des vitesses et des puissances importantes; les pompes centrifuges, à engrenages et à palettes, ainsi que les compresseurs à turbine viennent remplacer les pompes et les compresseurs à piston usuels; les foreuses rotatives se substituent aux foreuses à percussion; les machines à imprimer rotatives aux machines plan contre cylindre. L'évolution en ce sens est encore loin d'être achevée. Ainsi, dans les travaux de terrassement la machine principale est encore l'excavateur à benne, et dans le textile, le métier à navette à mouvement alternatif. Les machines à mouvement périodique sont encore très nombreuses, mais dans toutes les industries mécaniques on éprouve le besoin impérieux de les remplacer par des machines à mouvement continu; dans les deux branches qui viennent d'être citées à titre indicatif (terrassement et textile), il existe déjà des prototypes des machines d'avenir de ce type.

Pour rendre plus aisés ou même simplement possibles la fabrication, l'assemblage et le transport des machines, on a imaginé depuis longtemps déjà de les diviser en éléments séparés. Toutefois cette division imposée par les facteurs susmentionnés est devenue ces 25 dernières années une technique indépendante et un moyen très important d'amélioration des caractéristiques économiques de fabrication et d'exploitation des machines.

La construction d'une machine divisée avantageusement en ensembles en fonction des considérations énoncées a reçu le nom de construction à ensembles (industrie des machines-outils, industrie aéronautique) ou de construction à blocs (industrie des appareils de levage). La division des machines modernes en ensembles et blocs présente les avantages suivants:

a) lorsqu'une machine est conçue à partir d'ensembles séparés, l'établissement de diverses variantes ou modifications, leurs essais et l'organisation de leur fabrication sérielle ne peuvent s'appliquer chaque fois qu'à un seul ensemble, sans affecter les autres éléments; la modernisation des machines est ainsi rendue beaucoup plus facile;

b) un nombre minime d'ensembles ou blocs rend possible dans ces conditions la conception des machines à destination variée;

c) la division en ensembles réduit le cycle des travaux de montage, puisque ces ensembles peuvent être montés et soumis aux essais simultanément avant d'être acheminés tout prêts vers le montage général;

d) une construction à ensembles rend plus facile la réparation des machines en permettant au besoin de ne remplacer que certains d'entre eux par d'autres, nouveaux ou réparés.

Il n'y a pas longtemps encore la transmission de l'énergie du moteur aux organes d'exécution était assurée presque uniquement par des arbres, engrenages, courroies, chaînes, cames, poussoirs, leviers et autres éléments analogues. Or, dans les machines modernes l'entraînement s'effectue surtout par un moyen électrique, pneumatique ou hydraulique. Une large utilisation de ces modes d'entraînement facilite considérablement la commande des mécanismes et va jusqu'à permettre l'automatisation complète par commande à distance suivant un programme quelconque complexe à volonté.

La *diminution de la masse* et l'amélioration de la qualité représentent une tendance importante de la construction des machines modernes.

La masse de la machine G et le coefficient d'utilisation du métal η_{ut} déterminent le débit du métal $G_{\text{mét}}$ employé pour la fabrication de la machine *. La réduction de ce débit est d'un intérêt primordial pour l'économie nationale, car pour le même volume de métal produit dans le pays elle permet de fabriquer plus de machines et autres produits. Par ailleurs, le coût du métal constitue la grosse part du prix de revient d'une machine. En construction mécanique, par exemple, cette part s'élève à 30 ou 40 % des frais généraux de la fabrication; en moyenne le coût du métal est de 3,5 fois supérieur à la masse salariale de la main-d'œuvre directe.

L'indice qui permet d'apprécier une construction du point de vue économique est sa masse unitaire qui est le quotient de la masse de la construction par la charge utile pour laquelle la construction est destinée. Ainsi pour les moteurs, cet indice est égal à la masse en kgf par ch (ou par kW) de puissance. Pour les wagons de chemin de fer cet indice correspond au coefficient d'utilisation des trains de voyageurs qui est le rapport de la masse du wagon au nombre de voyageurs.

Un indice analogue peut servir pour dire si l'utilisation du métal de chaque ensemble ou pièce est avantageuse. Pour les boîtes de vitesses, manchons d'accouplement et réducteurs, notamment,

---

* Le coefficient d'utilisation du métal est le quotient de la masse de la machine (ou pièce) par celle du métal employé pour sa fabrication.

cet indice est égal au rapport de la masse de la boîte, du réducteur ou du manchon d'accouplement au moment de torsion maximal transmis.

Avec le développement de la technique, l'augmentation des vitesses et des puissances des machines, leur masse unitaire diminue constamment. Ainsi, la masse unitaire des tours à fileter de capacité moyenne est passée de 680 kgf/kW en 1875 à 240 kgf/kW en 1949. Rien que de 1959 à 1968, pour les locomotives diesel, il est tombé de 51,8 kgf/ch à 31,8 kgf/ch.

La diminution de la masse unitaire n'est pas une fin en soi, aussi n'est-elle pas recherchée isolément, mais en fonction des prescriptions d'une fabrication et d'un fonctionnement économique, des frais de matières premières, de la durée de service, de la sécurité et d'autres facteurs qui définissent le fonctionnement de la pièce ou de la machine; la diminution de la masse ne doit pas intervenir dans le sens de la dégradation de ces facteurs.

1

PRINCIPES D'ÉTABLISSEMENT DES ÉLÉMENTS DE MACHINES

CHAPITRE PREMIER

Prescriptions principales auxquelles doivent satisfaire les machines et leurs organes

GÉNÉRALITÉS

Une machine mise à l'étude doit satisfaire aux divers impératifs portés sur le cahier des charges. Ces impératifs concernent en premier lieu sa productivité, sa sécurité, sa longévité, ses prix initial et d'exploitation, ainsi que ses spécifications de poids. Parfois le cahier des charges impose des prescriptions supplémentaires concernant l'encombrement et la possibilité de transport (par voie ferrée, par exemple, lorsque l'encombrement de la machine placée sur un wagon plat doit s'inscrire dans les limites imposées), l'uniformité de rotation, l'insonorisation, la simplicité et la facilité de manœuvre, la présentation, etc.

Pour satisfaire à ces impératifs il faut, lors de l'établissement du projet d'une machine, se guider par un choix convenable de la cinématique et de ses paramètres principaux; des dimensions et des formes des éléments de machines déterminées par les régimes d'exploitation; des gammes d'usinage des pièces et celles d'assemblage des machines.

A cette fin, chaque pièce doit satisfaire rigoureusement à toutes les prescriptions de résistance, rigidité, aptitude à la fabrication et à l'assemblage, tenue aux vibrations, dont l'intensité ne doit pas dépasser un certain seuil admissible, possibilité de leur fabrication à partir de matériaux facilement disponibles et de prix minimal, etc.

Parmi toutes ces prescriptions il y en a dont l'inobservation rend impossible le fonctionnement normal de la machine; aussi doit-on les considérer comme *critères principaux d'aptitude au service*. Ce sont en premier lieu la résistance (volumique et superficielle) et la rigidité nécessaires et suffisantes; pour de nombreuses pièces ce sont également la tenue aux vibrations, la tenue à chaud, etc.

Pour satisfaire à ces critères principaux il faut effectuer des calculs appropriés (résistance, rigidité, vibrations élastiques, etc.), partie constitutive de l'étude des éléments de machines.

Cette étude s'effectue généralement dans l'ordre suivant.

1. Dresser un croquis en simplifiant au maximum la forme de la pièce et ses liaisons avec les autres pièces et en admettant qu'elle est sollicitée par des forces concentrées ou réparties suivant des lois données ou admises par convention.

2. Déterminer la valeur des charges supportées par la pièce.

3. Choisir la matière en fonction de ses caractéristiques physiques et mécaniques, de son aptitude à l'usinage et des facteurs économiques (prix, facilité d'achat, etc.).

4. Etablir par calcul certaines dimensions (les plus caractéristiques) de la pièce en partant des critères d'aptitude au service essentiels pour le cas considéré et rendre ces dimensions conformes aux normes en vigueur. Le plus souvent ce sont des calculs *préalables*, car ils s'effectuent sur la base des croquis mentionnés précédemment et ne permettent donc pas d'apprécier d'une manière précise l'aptitude au service réelle de la pièce. De plus, lorsqu'on est en présence des régimes de charge typiques pour la mécanique et caractérisés par l'apparition des contraintes variables dans les sections des pièces de machines, les caractéristiques mécaniques de résistance (limite de fatigue, par exemple) ne sont pas invariables pour un matériau donné, mais dépendent des dimensions réelles de la pièce, de sa forme et de certains autres facteurs.

Le calcul précis n'est donc possible que lorsqu'on connaît la géométrie et les dimensions absolues de la pièce, ainsi que les autres éléments qui définissent sa fonction dans un ensemble. C'est pourquoi ces calculs ne permettent d'établir que les dimensions de départ nécessaires pour l'établissement d'une pièce ou d'un ensemble, et ce n'est que dans les cas les plus simples qu'on peut les considérer comme définitifs. Ces calculs s'appellent alors *de projet*.

5. Etablir le dessin des pièces au sein de la vue générale de l'ensemble, puis dresser les dessins d'exécution de ces pièces en indiquant sur ces dessins toutes les cotes, tolérances, classes d'état de surface, spécifications de fabrication (traitement thermique, revêtements, etc.), régimes, etc.

6. Effectuer les calculs *de vérification* des critères principaux d'aptitude au service, c'est-à-dire définir les coefficients de sécurité pour les sections de référence les plus sollicitées, déformations (flèches, angles de torsion), vitesses critiques (nombres de tr/mn), etc., et comparer les valeurs ainsi obtenues avec les valeurs admissibles. Lorsque ces valeurs ne s'accordent pas, apporter des corrections nécessaires à la construction, puis reprendre les calculs de vérification, etc. En procédant ainsi par approximations successives, on parvient à rendre conformes les valeurs pratiques aux valeurs

admissibles des coefficients de sécurité, flèches, etc.

La recherche d'une solution optimale susceptible de satisfaire au mieux aux exigences les plus diverses et parfois même contradictoires impose l'étude de plusieurs variantes, leur confrontation et appréciation

CHARGES APPLIQUÉES AUX MACHINES

On appelle charge *en service* (force, couple) la charge appliquée en service à une pièce ou à un ensemble.

D'après la variation de la charge dans le temps, on distingue les charges *permanentes* et *variables*. Parmi les charges du premier type il y a, par exemple, celles dues au poids propre d'une pièce ou d'une machine.

Le plus souvent les éléments de machines subissent en service l'action des charges variables dont la modification peut dépendre des facteurs systématiques ou aléatoires. Ainsi, pour les machines qui dans un processus de production assument des fonctions technologiques bien définies, l'allure des sollicitations dans le cadre d'une seule gamme de fabrication reste à peu près constante. Dans d'autres cas, par exemple dans celui des machines de transport, elle dépend de plusieurs facteurs aléatoires (résistance surgissant au cours du déplacement et due au changement du relief et de l'état de la voie, à l'action de l'inertie, au vent, etc.).

Le caractère de la sollicitation définit la différence entre les charges *statiques* et *dynamiques*. Dans le cas général on rapporte aux charges statiques les charges permanentes appliquées aux pièces sans à-coups, et qui augmentent progressivement sans produire de vibrations. On rapporte aux charges dynamiques celles dont l'application entraîne des vibrations du système et même des chocs lorsque cette application est brusque.

L'allure variable des charges en service impose parfois l'utilisation dans les calculs des charges dites nominales. Par charge *nominale* on entend une charge Q_{nom} choisie parmi celles qui ont lieu en régime stabilisé des charges en service. La meilleure charge nominale est la charge maximale ou celle qui agit le plus longtemps.

Selon l'usage, les charges en service variables sont données sous la forme de diagrammes ordonnés à niveau des charges en service décroissant progressivement. La figure 1.1 représente en guise d'exemple le diagramme de la sollicitation du mécanisme de levage d'une grue, dressé en coordonnées $\frac{Q_i}{Q_{\text{nom}}}$; $\frac{t_i}{\sum t_i}$, où Q_{nom} est la capacité de charge nominale (portée sur le livret); t_i, la durée d'action de la charge Q_i d'intensité donnée (variable); $\sum t_i$, le temps machine du fonctionnement du mécanisme pendant la durée de service calculée.

On appelle charge *équivalente* une charge constante qui peut remplacer une charge variable réelle, en admettant qu'elles sont équivalentes toutes les deux par rapport aux critères de sécurité (longévité, par exemple) :

$$Q_{\acute{e}q} = Q_{nom} k_{long}. \quad (1.1)$$

avec k_{long} le coefficient de longévité, dépendant de la charge en service considérée comme nominale et du choix de l'une de ces charges comme nominale.

Les dimensions des éléments de machines sont définies d'après les charges pratiques Q_p qui dépendent non seulement de la grandeur et

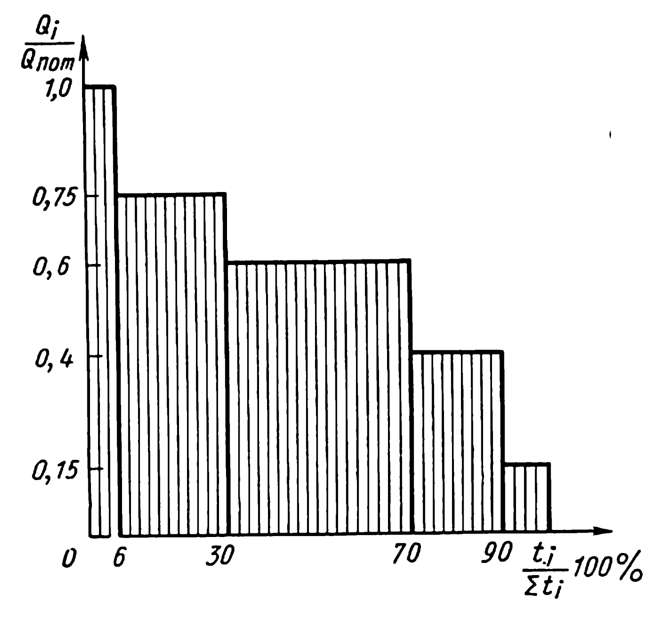


Fig. 1.1

de l'allure de variation de la charge en service mais encore des particularités de transmission de la charge par la chaîne de force, de l'allure dynamique, de la distribution uniforme de la charge suivant les surfaces de contact, de l'interaction de ces dernières (adhérence ou engrènement) ; elles dépendent également de la destination de l'ensemble (pièce) et des conditions d'exploitation.

Ainsi par charge *pratique* on entend une charge permanente conventionnelle calculée d'après la charge en service, compte tenu de sa variation et de l'interaction des pièces conjuguées qui définissent les dimensions et les formes des pièces en fonction de l'aptitude

à la fonction considérée. La formule de la charge pratique s'écrit donc

$$Q_p = Q_{éq}k_c k_{dyn}k_s \ldots = Q_{nom}k_{long}k_c k_{dyn}k_s \ldots,$$

où k_c est le coefficient qui tient compte de l'inégalité de la charge suivant les surfaces de contact; ce coefficient sert à déterminer la charge maximale (locale);

k_{dyn}, le coefficient caractéristique de l'allure dynamique définie par les particularités de la chaîne de force;

k_s, le coefficient déterminé par les conditions de service et de transmission de la charge (par exemple, adhérence due aux forces de frottement).

La relation (1.2) varie suivant le cas de calcul; quelque fois certains coefficients valent l'unité, d'autres fois il faut étendre la formule en introduisant des coefficients nouveaux.

Pour les calculs préalables (simplifiés) on choisit souvent comme charge pratique la charge nominale.

CRITÈRES DE SÉCURITÉ DES MACHINES ET DE LEURS PIÈCES

L'objet de la théorie de la sécurité est l'étude des *produits* par lesquels on entend tout système ou son élément, et pour les problèmes traités dans ce cours, toute machine et ses pièces.

L'aptitude au service d'une pièce est assurée par sa sécurité, c'est-à-dire par sa capacité de remplir les fonctions imposées tout en conservant ses caractéristiques d'exploitation dans les limites données pendant un intervalle de temps prévu et pour un volume de travail requis. Cette propriété du produit est conditionnée par son fonctionnement sans aléas, la longévité de ses éléments, son aptitude à la réparation et sa conservabilité.

Les critères de sécurité doivent toujours être considérés en fonction du régime imposé au service du produit. Naturellement, ces critères varient suivant les régimes.

Une *défaillance* est un événement qui consiste à compromettre l'aptitude au service d'un produit. Suivant les machines, on distingue une perte d'aptitude au service *totale* ou *partielle*. Par exemple, la rupture d'une pièce quelconque d'une chaîne de force du mécanisme de levage d'une grue rend cette machine impropre au service du fait qu'elle est prévue avant tout pour le levage des charges. La rupture des pièces d'autres mécanismes de la grue, commandant, par exemple, le pivotement ou le déplacement, n'empêche pas l'exécution des opérations de levage. Ces défaillances ne provoquent qu'une perte partielle de l'aptitude au service de la grue. Il ne faut pas confondre les défaillances et les défectuosités qui sont des écarts par rapport aux prescriptions imposées par les normes, les cahiers des

charges, etc. Ainsi, la carcasse foulée d'une voiture est une défectuosité et non pas une défaillance, puisque cela ne perturbe pas l'aptitude au service.

Les produits peuvent être *réparables* ou *irréparables*; parmi les produits dont la réparation est impossible, il y a, par exemple, les roulements, les câbles de levage, la grande majorité des engrenages, etc. Un produit considéré comme un système (machine) peut se composer d'éléments (pièces) réparables ou non.

Par conséquent le *fonctionnement fidèle* est la propriété d'un produit de conserver l'aptitude au service pendant une durée de fonctionnement déterminée ou pour un volume de travail défini mesurés en unités de temps, de. voie parcourue, etc.

Par *longévité* on entend la propriété d'un produit de conserver son aptitude au service jusqu'à un état limite en prévoyant des intervalles nécessaires pour l'entretien et les réparations. Par état limite il faut comprendre un état du produit tel qu'il rend impossible ou désavantageuse son exploitation ultérieure.

Par conséquent, pour une machine la longévité est la propriété de conserver l'aptitude au service jusqu'au moment où elle devient inutilisable. Après avoir subi de nombreuses réparations une machine peut être mise hors service, par exemple, par suite de sa vétusté *, etc.

Pour les pièces réparables, si la défaillance n'est pas due à une rupture qui rend impossible toute réparation, la notion de l'état limite est déterminée souvent par des considérations économiques qui indiquent si sa réparation est avantageuse ou non.

L'*aptitude à la réparation* est la propriété d'un produit de rendre possible la prévention, le décèlement et l'élimination des défaillances et des défectuosités en réalisant l'entretien et les réparations.

Il est évident que les pièces irréparables ne jouissent pas de cette propriété. Par ailleurs, une machine composée de pièces réparables et irréparables doit se prêter bien à la réparation.

L'estimation quantitative des propriétés indiquées qui déterminent la sécurité d'une machine, nécessite une obvervation systématique des objets correspondants au cours de leur exploitation pour étudier les particularités de sollicitation, les propriétés de matériaux, le fonctionnement de la construction et de ses organes et pièces isolés. Pour déchiffrer les données fournies par de telles observations on fait appel aux méthodes de statistique mathématique.

Les critères principaux d'un service continu sont la *probabilité d'un fonctionnement fidèle* et la *fréquence des défaillances*.

Pour les pièces réparables, le critère d'un fonctionnement fidèle est souvent celui de la durée moyenne de fonctionnement (ou du volume de travail moyen fourni) entre deux défaillances successives.

---

* Par *vétusté* d'une machine on entend son état qui rend désavantageuse son exploitation par suite de sa faible efficacité relativement aux constructions analogues plus récentes.

La probabilité d'un fonctionnement fidèle est une probabilité de ce que dans un intervalle de temps considéré ou dans les limites du volume de travail fourni il ne se produira pas de défaillance. D'une façon approximative cette grandeur est déterminée par le rapport du nombre de produits ayant gardé leur aptitude au service pendant l'intervalle de temps donné et de leur nombre initial. Ainsi, si pendant t heures, les N_{p} pièces identiques travaillant dans des conditions analogues, on rebute, par suite des défaillances, n_{p} pièces, la probabilité du fonctionnement fidèle de la pièce considérée dans les conditions données s'écrit

$$p=\frac{N_{\text{p}}-n_{\text{p}}}{N_{\text{p}}}. \tag{1.3}$$

La probabilité d'une défaillance, la défaillance et le bon état correct étant considérés comme des événements opposés, s'écrit

$$q = 1 - p. \tag{1.4}$$

Si un produit est un système composé de plusieurs éléments reliés successivement (la défaillance de l'un d'eux entraînant celle des autres), la probabilité d'un fonctionnement fidèle P est égale au produit des probabilités correspondantes des éléments (p_1, p_2, ..., p_i, . . .)

$$P = p_1p_2 \ldots p_i \ldots \tag{1.5}$$

Dans le cas d'une liaison parallèle de m éléments (la défaillance du système survenant après la défaillance de tous les éléments) et de même probabilité de leur fonctionnement fidèle ($p_1 = p_2 = \ldots = p_i$), on a

$$P=1-(1-p_i)^m. \tag{1.6}$$

L'analyse des formules (1.5) et (1.6) montre que la probabilité du fonctionnement fidèle d'un système est d'autant plus grande que les probabilités correspondantes de ses éléments sont grandes; dans le cas d'une liaison successive, l'augmentation du nombre d'éléments réduit la sécurité du système; c'est l'inverse dans le cas d'une liaison parallèle.

En technique on recourt largement à cette particularité propre aux systèmes composés d'éléments fonctionnant parallèlement; cette même particularité est à la base d'une des méthodes de constitution de réserves.

Par *constitution de réserves* on entend la méthode d'amélioration de la sécurité en introduisant des parties superflues par rapport à la structure fonctionnelle minimale du produit, nécessaire et suffisante pour remplir les fonctions imposées.

En construction mécanique ce principe évolue dans un sens quelque peu différent, du fait que l'utilisation des éléments superflus

est indésirable car elle altère les caractéristiques techniques et économiques les plus importantes de la machine (prix, masse, encombrement, etc.). Toutefois, dans une construction où la charge est répartie convenablement entre les éléments parallèles et lorsque, en toute rigueur, aucun de ces éléments n'est superflu, la mise hors service de l'un d'eux ne conduit pas, dans la plupart des cas, à une défaillance, mais ne fait qu'affaiblir l'aptitude au service.

Il en est ainsi parce que les dimensions des éléments de machines sont établies d'après les critères correspondants de l'aptitude au service avec des réserves déterminées. Ce qui vient d'être dit concerne aussi, évidemment, les systèmes composés de pièces à liaison successive. L'existence de telles réserves s'appelle *constitution de réserves suivant un paramètre* (par exemple, suivant la résistance, la rigidité, l'usure, etc.).

Supposons que N_p pièces d'un lot de pièces irréparables travaillent initialement dans des conditions analogues. Pendant la durée de service (d'essais) le nombre de défaillances par unité de temps est différent. Si au début de l'intervalle de temps considéré Δt (arbitraire) n_p pièces sont mises hors service, alors qu'au cours de cet intervalle on a enregistré Δn défaillances, la variation dans le temps de la mesure du fonctionnement fidèle de ces pièces est caractérisée par la *fréquence de défaillances* λ

$$\lambda = \frac{\Delta n}{(N_p - n_p)\,\Delta t}.$$

Au début de la période de service dite période de rodage, cette fréquence est grande, puisque c'est à cette étape que se révèlent surtout les défauts de fabrication des produits. Elle décroît vers la fin de cette période pour s'approcher d'une valeur stable qui correspond à la période d'exploitation normale. Pendant cette dernière, les défaillances sont dues essentiellement aux écarts des paramètres de service prévus et, plus rarement, aux défauts métallurgiques ou technologiques à évolution lente. A la fin de la période d'exploitation, les défaillances deviennent de nouveau plus fréquentes dans les cas où le fonctionnement de ces pièces s'accompagne de changement de dimensions et des propriétés mécaniques (par exemple, par suite de l'usure, de l'augmentation des jeux, de l'évolution de la fatigue, etc.).

Pour les pièces réparables, le critère de fonctionnement fidèle est constitué par la durée de service moyenne, entre deux défaillances successives

$$T = \frac{\sum^{n} t_i}{n}, \tag{1.7}$$

où t_i sont les valeurs isolées de la durée de travail entre les deux défaillances successives;

n, le nombre de ces valeurs isolées (nombre de défaillances).

Si la durée de travail s'exprime en unités de temps, par « total de travail par défaillance » on entend la durée moyenne de fonctionnement fidèle, et la relation (1.7) peut alors s'écrire

$$T = \frac{t}{n}, \tag{1.8}$$

où t est le temps total de fonctionnement réel du produit pendant la période examinée;

n, le nombre de défaillances.

Les critères de longévité sont, par définition, les ressources, la durée de service par lesquelles on entend respectivement le total de travail sans défaillance ou la durée d'exploitation du produit jusqu'à l'état limite ou jusqu'au rebutage.

Par *temps moyen de réparation* d'un produit on entend

$$T_t = \frac{\sum^{n} t_{ti}}{n}, \tag{1.9}$$

où t_{ti} est le temps mort forcé dû à la détection et à l'élimination d'une défaillance;

n, le nombre de défaillances pendant le temps d'observation.

La grandeur T_t et parfois le volume de travail nécessaire pour rétablir le produit, en heures de travail, sont les caractéristiques principales de l'aptitude à la réparation.

Dans certains cas il est commode de caractériser la sécurité par le *coefficient d'utilisation technique* égal au rapport du volume de travail du produit sans défaillance en unités de temps t pendant une certaine période de fonctionnement et de la somme de ce volume de travail et de tous les temps morts dus à l'entretien $\sum t_e$ et aux réparations $\sum t_{ti}$ pendant la même durée de service

$$k_{ut} = \frac{t}{t + \sum t_e + \sum t_{ti}}. \tag{1.10}$$

CHAPITRE 2

Critères principaux d'aptitude au service et de calcul des éléments de machines

La sécurité d'une machine est définie par ses particularités fonctionnelles, par la gamme de fabrication et le régime de service.

Les principes de sécurité sont définis à l'étape de l'établissement du projet. Les propriétés de fonctionnement fidèle et de longévité des pièces sont assurées par calcul des pièces d'après les critères d'aptitude au service correspondants et par leur étude compte

tenu des particularités de la gamme de fabrication et de leur service. L'aptitude à la réparation est définie et assurée lors de l'établissement de la construction de la pièce, de l'ensemble, de la machine.

RÉSISTANCE DES ÉLÉMENTS DE MACHINES

Une résistance insuffisante aux charges supportées en service par les pièces d'une machine peut amener des déformations résiduelles inadmissibles et entraîner la rupture de diverses parties de la machine.

Dans la majorité des cas, les déformations résiduelles sont à proscrire, car la modification de la forme et des dimensions de la pièce peut perturber l'interaction normale des ensembles, modifier la conjugaison des pièces dans l'ensemble, etc.

Les détériorations observées pratiquement en mécanique sont les ruptures ou la formation beaucoup plus fréquente des défauts de surface active qui se manifestent sous forme de piqûres, d'usure, etc. Les ruptures survenant avant le délai prévu et la détérioration progressive des surfaces actives des éléments de machines sont inadmissibles.

Ainsi, le problème de la résistance des pièces d'une machine doit être examiné à la lumière du facteur temps qui définit la durée de leur service.

Il est évident que la durée de service optimale des machines varie suivant leur destination. Ainsi, pour un moteur d'avion, elle n'est que de quelques centaines d'heures, pour un treuil de puits de mine, elle s'élève à 10 000 heures et pour une machine-outil, à 50 000 heures.

D'autre part, les pièces d'une même machine étant sollicitées d'une façon différente, cela impose l'observation des délais de réparation, et par conséquent la connaissance des phénomènes d'usure et d'autres détériorations superficielles sans laquelle il est impossible de parer à la mise hors service prématurée de ces pièces. Pour certaines pièces il importe de prévoir une durée de service optimale; elle est de 5 000 heures pour les roulements utilisés dans les machines-outils et certaines autres machines.

Ainsi, *pour assurer la résistance nécessaire et suffisante, il faut établir les dimensions et les formes des éléments de machines susceptibles de rendre impossibles les déformations résiduelles inadmissibles, les ruptures prématurées et les détériorations superficielles.*

Dans les calculs d'avant-projet et d'établissement des projets le mode le plus usité pour évaluer la résistance des pièces consiste à comparer les contraintes σ et τ obtenues par calcul avec les contraintes admissibles $[\sigma]$ et $[\tau]$.

$$\sigma \leqslant [\sigma] \quad \text{et} \quad \tau \leqslant [\tau], \tag{2.1}$$

$$\text{avec } [\sigma] = \frac{\sigma_{\lim}}{[n]} \quad \text{et} \quad [\tau] = \frac{\tau_{\lim}}{[n]} .$$

Dans ces formules σ_{lim} et τ_{lim} sont respectivement les contraintes limites normale et tangentielle qui mettent la pièce hors d'usage soit par déformation résiduelle trop importante, soit par rupture; $[n]$ est le coefficient de sécurité.

Dans les calculs de vérification ce critère s'obtient généralement en comparant les coefficients de sécurité n réels avec les coefficients de sécurité $[n]$ admissibles sous la condition

$$n \geqslant [n]. \tag{2.2}$$

La relation (2.2) permet de mieux apprécier l'action des facteurs variés qui interviennent dans la résistance des éléments de machines.

En particulier, dans le cas de charges statiques, le coefficient de sécurité est déterminé par la capacité portante

$$n = \frac{F_{lim}}{F} \geqslant [n], \tag{2.3}$$

où F_{lim} et F sont respectivement les charges limite (de rupture) et pratique.

Les calculs appliqués en construction mécanique ont un caractère déterministe puisqu'on suppose que les paramètres des sollicitations et les caractéristiques de la résistance utilisés dans les calculs ont une valeur déterminée. Or, ce sont des grandeurs aléatoires, car au cours des essais (en service) elles varient dans les limites d'une marge définie. De plus, leur valeur correcte ne peut être fournie que par des essais et des observations judicieuses et par le traitement de leurs résultats à l'aide des méthodes de statistique mathématique. Les renseignements ainsi obtenus rendent possible l'estimation de la probabilité de non-destruction de la pièce à concevoir dans les conditions du coefficient de sécurité donné.

Actuellement on tend à appliquer les méthodes de calcul de ce type aux problèmes de construction mécanique (avant tout aux méthodes générales de calcul de la résistance). Dans la majorité des problèmes concrets leur utilisation est difficile par suite de l'absence de données suffisantes définissant les grandeurs caractéristiques de la résistance.

Résistance volumique. Dans les cas courants, la forme des éléments de machines est très compliquée. Les raccordements, cannelures, alésages, emmanchements à force et autres *concentrateurs de contraintes* (dits également *entailles*) engendrent ce qu'on appelle une *concentration de contraintes*; ce phénomène consiste en un accroissement de contraintes locales et en une modification de l'état de contrainte dans la zone du changement brusque de la forme de la pièce. Dans ces conditions: a) la contrainte locale maximale peut être nettement supérieure à la contrainte nominale; b) les contraintes locales diminuent rapidement à mesure qu'on s'éloigne du concentrateur qui les a provoquées; en d'autres termes, ces contraintes sont déterminées par un gradient important.

La figure 2.1 représente à titre indicatif la distribution des contraintes tangentielles suivant la longueur du congé d'un arbre profilé sollicité par un moment de torsion M_t.

Le rapport de la contrainte locale maximale à la contrainte nominale porte le nom de *coefficient de forme*; pour la zone élastique il est déterminé par la formule:

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}}; \quad \alpha_\tau = \frac{\tau_{max}}{\tau_{nom}}. \tag{2.4}$$

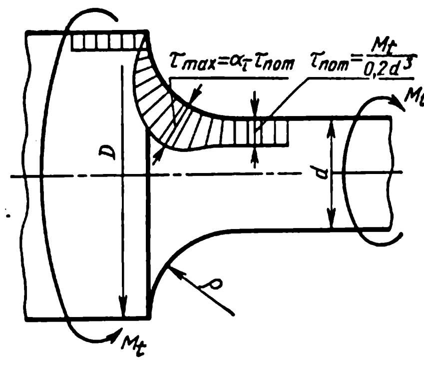


Fig. 2.1

La diminution réelle de la résistance d'une pièce sous l'effet du coefficient de forme n'est pourtant pas déterminée par la valeur du coefficient α, car elle dépend non seulement de la forme de l'entaille, mais encore des propriétés du matériau constitutif de la pièce qui interviennent d'une manière différente suivant le régime de sollicitations; cette diminution est exprimée par le *coefficient de concentration des contraintes* (k) qui est le rapport entre les contraintes limites, provoquées par les mêmes genres de sollicitations d'une éprouvette lisse et celles d'une éprouvette à concentrateur de contraintes, les dimensions des deux éprouvettes étant absolument les mêmes.

Ainsi, pour une sollicitation productrice de contraintes variables dans le temps

$$k_\sigma = \frac{\sigma_R}{\sigma_{Rk}} \quad \text{et} \quad k_\tau = \frac{\tau_R}{\tau_{Rk}}, \tag{2.5}$$

où σ_R, τ_R, σ_{Rk} et τ_{Rk} sont les valeurs limites d'endurance respectives d'une éprouvette lisse et d'une autre de mêmes dimensions, mais à concentrateur de contraintes. Dans les cas courants les valeurs de k_σ et k_τ sont respectivement inférieures aux coefficients α_σ et α_τ. Leur relation quantitative est établie à l'aide du *coefficient de susceptibilité à l'entaille* qui s'écrit:

$$q_\sigma = \frac{k_\sigma \sigma_{nom} - \sigma_{nom}}{\alpha_\sigma \sigma_{nom} - \sigma_{nom}} = \frac{k_\sigma - 1}{\alpha_\sigma - 1}, \quad \text{pour les contraintes normales;}$$

$$q_\tau = \frac{k_\tau - 1}{\alpha_\tau - 1}, \quad \text{pour les contraintes tangentielles.}$$

Lorsque α et q sont connus, ces formules permettent de déduire les valeurs des coefficients de susceptibilité à l'entaille:

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1); \quad k_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1). \tag{2.6}$$

Lorsque la susceptibilité du matériau à la concentration des contrainte est nulle ($q_\sigma = 0$ et $q_\tau = 0$), $k_\sigma = 1$ et $k_\tau = 1$. Lorsque

la susceptibilité des matériaux à l'entaille vaut 1 ($q_\sigma = 1$ et $q_\tau = 1$),

$$k_\sigma = \alpha_\sigma \text{ et } k_\tau = \alpha_\tau.$$

Pour les aciers de construction, en moyenne $q = 0{,}6$ à $0{,}8$, les valeurs de q plus grandes se rapportant aux aciers à limite de rupture plus élevée.

Résistance aux contraintes statiques. Lorsque les sollicitations provoquent dans les sections des contraintes statiques, le choix de σ_{lim} (τ_{lim}) vérifiant les conditions de résistance (2.1) est guidé par l'état du matériau (plastique ou fragile).

Pour les matériaux plastiques, par contrainte limite on entend les limites correspondantes d'élasticité du métal. Pour les matériaux cassants à structure hétérogène (fonte, par exemple), il convient d'adopter comme contrainte limite la charge de rupture.

Pour les sollicitations statiques, la concentration des contraintes ne diminue pas la capacité portante des pièces en matériaux plastiques; il en est ainsi parce que les déformations plastiques locales contribuent à la redistribution et au nivellement des contraintes dans les sections de la pièce. La zone de concentration se trouve alors consolidée, sa résistance s'accroît et le coefficient de concentration des contraintes devient alors inférieur à 1. Le calcul de la résistance des pièces en matériaux plastiques se fait donc en partant des contraintes nominales.

Pour les matériaux à faible plasticité mais à structure homogène (aciers alliés, aciers prévus pour travailler aux basses températures, etc.), le calcul doit se faire d'après les contraintes locales maximales, car la concentration des contraintes réduit la résistance de la pièce.

La résistance des matériaux cassants à structure hétérogène (fonte) se calcule suivant les contraintes nominales, leur sensibilité à la concentration de contraintes étant faible.

Résistance aux contraintes variables. Les conditions de service les plus caractéristiques des machines sont celles qui provoquent dans les sections des pièces des contraintes variables dans le temps.

Ainsi, les contraintes au pied d'une dent d'engrenage changent de valeur en cours d'engrènement depuis l'attaque jusqu'au dégagement de la dent; dans le cas d'engrenages réversibles, ces contraintes changent également de signe. Les contraintes de flexion qui s'exercent sur la section droite d'un arbre changent périodiquement de valeur et de signe, etc.

Dans ces conditions, si seulement le nombre de ces variations est assez important, les ruptures des éléments de machines se produisent déjà lorsque les contraintes sont inférieures à la charge de rupture, et même à la limite d'élasticité. Il en résulte que les ruptures par fatigue des pièces même en matériaux plastiques interviennent couramment sans manifestations extérieures des déformations

plastiques; aussi ont-elles le caractère d'une défaillance brusque.

L'analyse statistique montre que 80 % environ des ruptures d'éléments de machines et d'ouvrages d'art sont dues à la fatigue.

Une cassure de fatigue typique (fig. 2.2) compte deux zones: celle de rupture de fatigue (*a*), à grains fins, à surface presque lisse

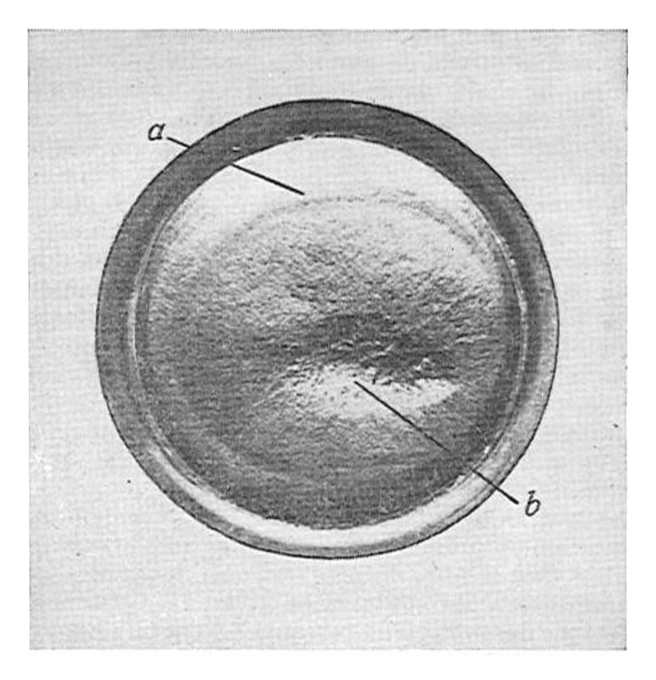


Fig. 2.2

là où la crique de fatigue pénètre progressivement dans la section, et celle de rupture par sollicitation statique (*b*), à gros grains, suivant laquelle s'est produite la rupture définitive (fragile).

La rupture de fatigue peut s'amorcer en plusieurs foyers simultanément. L'aspect extérieur des zones de rupture de fatigue est défini par le nombre des cycles de sollicitation ayant produit la crique, car lors des sollicitations cycliques les surfaces de cassure se compriment et s'usent réciproquement en provoquant l'écrouissage.

Lorsque la *surcharge cyclique est peu importante*, la progression de la rupture de fatigue est lente. Avant la formation de la cassure définitive (fragile), la pièce est susceptible de subir un grand nombre de sollicitations cycliques; l'effet de la compression et de l'usure réciproque des surfaces de la crique est alors très important; celles-ci deviennent lisses, rappelant les surfaces rectifiées, et la différence entre les zones est alors très marquée. C'est le cas où la crique pénè-

tre profondément et où la zone de rupture par sollicitation statique est relativement petite.

Avec l'*augmentation de la surcharge cyclique* la différence entre les zones diminue toujours plus, car le nombre de cycles de sollicitation précédant la rupture est d'autant plus petit que les contraintes appliquées sont plus fortes. L'aire de la zone de pénétration de la crique de fatigue diminue, alors que celle de la zone de rupture par sollicitation statique augmente.

Les dimensions et la forme de la zone de cassure statique sont déterminées par les conditions de sollicitation, la valeur des contraintes nominales qui ont provoqué la rupture et la valeur du coefficient de forme.

L'étude des cassures permet de déterminer les conditions qui les rendent impossibles.

Les caractéristiques de la résistance des matériaux et des éléments de machines soumis aux contraintes variables s'obtiennent d'après les résultats des essais traités suivant les méthodes de statistique mathématique. Les caractéristiques principales de la résistance sont les *limites de fatigue* qui en fonction de la base d'essai (nombre de cycles) peuvent être *de longue durée* ou *restreintes* (lorsque le nombre de cycles donné est inférieur au nombre dit de base).

Les données sur la résistance des matériaux à des contraintes variables sont obtenues le plus souvent par des essais sur des éprouvettes normalisées de petit diamètre. Pour connaître la résistance des éléments de machines il faut donc corriger les valeurs des limites de fatigue ainsi obtenues en fonction de l'influence sur la résistance des facteurs principaux tels que forme et dimensions absolues de la pièce; état de surface et propriétés de la couche superficielle; variations des sollicitations.

La résistance réelle des pièces est fournie avec la plus grande précision par les essais pratiques de ces pièces sur des machines reproduisant complètement les sollicitations de ces pièces en service (leur état de contrainte, les régimes, etc.).

Influence des formes géométriques des éléments de machines sur leur endurance. La confrontation des résultats fournis par les essais des éléments de machines et des éprouvettes lisses de petit diamètre pris sur ces mêmes pièces, montre que la diminution de la résistance du métal due à l'influence de la forme et des dimensions absolues est pour la majorité des pièces insignifiante. Ainsi, le rapport entre la limite de fatigue d'une pièce et celle d'une éprouvette est pour les vilebrequins voisin de 0,4; pour les essieux des wagons de chemin de fer, de 0,37; pour les boulons, de 0,13, etc.

La figure 2.3 schématise l'influence du facteur de la forme et des dimensions absolues des éléments de machines sur leur fatigue. Les courbes sont établies pour les éprouvettes (pièces) lisses (*1*),

à concentration de contraintes modérée (*2*) et élevée (*3*), de dimensions petites (*4*), moyennes (*5*) et grandes (*6*).

L'action de la forme est traduite par le coefficient de concentration des contraintes calculé généralement suivant la formule (2.5) pour $R = -1$:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1k}} \quad \text{et} \quad k_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1k}}, \tag{2.7}$$

où σ_{-1}, τ_{-1} et σ_{-1k}, τ_{-1k} sont les limites de fatigue d'un cycle symétrique respectivement d'une éprouvette lisse et d'une éprouvette

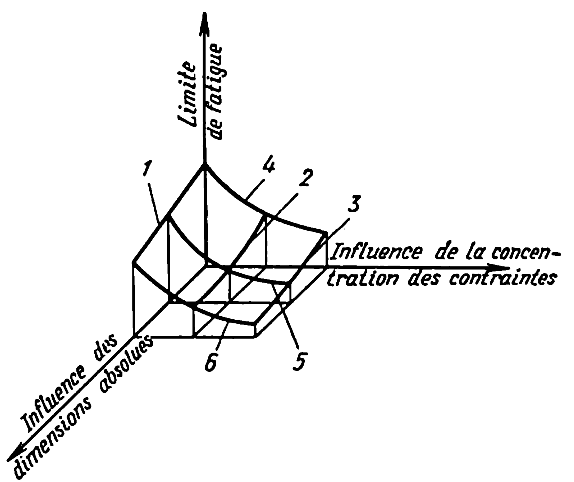


Fig. 2.3

(pièce) de même diamètre d, mais à concentrateur de contraintes.

La grandeur k_σ dépend également des dimensions absolues de la section de la pièce: si les pièces sont géométriquement semblables, l'augmentation de leurs dimensions entraîne celle des valeurs de k_σ qui s'approchent de α_σ.

Pour les fontes on pose k_σ voisin de l'unité.

Pour des concentrateurs analogues la valeur de k_τ est plus petite dans le cas de torsion cyclique que celle de k_σ dans le cas de flexion ou de traction-compression. Leur relation peut être exprimée par la formule approchée

$$k_\tau = 1 + 0{,}6\,(k_\sigma - 1).$$

Les formes réelles des éléments de machines diffèrent souvent par la présence dans une même section de plusieurs entailles conditionnées par les exigences de construction, les facteurs technologiques et quelquefois par les conditions d'exploitation (corrosion, etc.).

Ainsi il est fréquent qu'une rainure de clavette soit pratiquée

dans le congé d'un raccordement; parfois dans ce domaine il faut tenir compte également de l'influence d'un montage avec serrage. Dans ces cas on observe l'effet de superposition (renforcement) de la concentration des contraintes. Dans le cas des entailles voisines, il se peut que dans des conditions définies, l'interaction des champs des contraintes qu'elles produisent diminue la concentration des contraintes.

Tous ces effets ne sont pas encore étudiés suffisamment. Pour cette raison lorsqu'une section pratique subit l'action de plusieurs

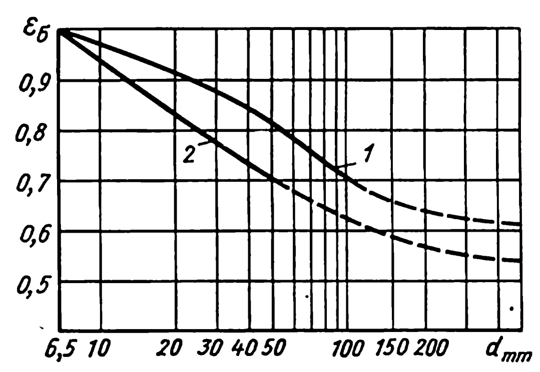


Fig. 2.4

concentrateurs, la contrainte maximale se calcule en ne tenant compte que de la plus grande valeur de k_σ (k_τ).

L'influence des dimensions absolues des sections sur la valeur de la limite de fatigue est exprimée par le *facteur de similitude* ε (coefficient d'influence des dimensions absolues de la section) égal au rapport de la limite de fatigue d'une pièce de diamètre d à la limite de fatigue d'une éprouvette analogue de faibles dimensions ($d_0 =$ $= 6$ à 10 mm).

Donc,

$$\varepsilon_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{d_0}} \quad \text{et} \quad \varepsilon_\tau = \frac{(\tau_{-1})_d}{(\tau_{-1})_{d_0}} \tag{2.8}$$

et pour le cas de concentration des contraintes

$$\varepsilon_{\sigma k} = \frac{(\sigma_{-1k})_d}{(\sigma_{-1k})_{d_0}} \quad \text{et} \quad \varepsilon_{\tau k} = \frac{(\tau_{-1k})_d}{(\tau_{-1k})_{d_0}} . \tag{2.9}$$

La fig. 2.4 représente le graphique de similitude (ε_σ) pour les pièces en acier au carbone *1* et acier allié *2*.

La diminution des limites de fatigue lors de l'augmentation des dimensions absolues des sections de la pièce a à l'origine plusieurs causes.

La probabilité de la formation d'une crique de fatigue prématurée croît avec l'augmentation des dimensions de la section de la pièce par suite de la différence des propriétés mécaniques et des contraintes qui sollicitent divers grains, ainsi que des défauts internes éventuels (soufflures, microfissures, inclusions).

La fatigue des éprouvettes et des pièces est déterminée dans une large mesure par la gamme de leur usinage, qui s'accompagne de la modification des propriétés de la couche superficielle. Pour les raisons exposées dans ce qui suit, la résistance de la couche superficielle exerce dans la majorité des cas une influence décisive sur la fatigue de la pièce.

Il va de soi que lorsqu'une gamme d'usinage prévoit une précontrainte, celle-ci se traduit plus fortement sur les pièces de faible diamètre par suite de l'épaisseur relativement plus grande de la couche consolidée.

Ainsi, l'action totale de la concentration des contraintes et des dimensions absolues des sections peut être exprimée par la relation de la limite de fatigue des éprouvettes lisses de laboratoire de petit diamètre d_0 à la limite de fatigue d'une pièce de diamètre d:

$$(k_\sigma)_D = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{(\sigma_{-1k})_d}. \qquad (2.10)$$

Compte tenu de (2.7) et (2.8), il vient

$$(k_\sigma)_D = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}. \qquad (2.11)$$

La connaissance de la limite de fatigue de l'éprouvette d_0, des coefficients de concentration des contraintes et des coefficients d'influence des dimensions absolues de la section permet de déterminer la limite de fatigue d'une pièce de diamètre d:

$$(\sigma_{-1k})_d = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{(k_\sigma)_D} = \frac{(\sigma_{-1})_{d_0}}{k_\sigma}\,\varepsilon_\sigma. \qquad (2.12)$$

Les formules des contraintes tangentielles sont obtenues en remplaçant dans les formules précédentes σ par τ.

Les valeurs des coefficients de concentration des contraintes, de susceptibilité à l'entaille, du facteur d'échelle données par certains ouvrages de référence s'obtiennent à partir des courbes de Wöhler; ces courbes se construisent sur la base du traitement statistique des données des essais de fatigue, dans lesquels la probabilité de la rupture est dans le cas général voisine ou égale à 50 %.

Lors de l'évaluation des limites de fatigue, l'existence des domaines de dispersion fait que les valeurs des coefficients considérés sont aléatoires et, par conséquent, en toute rigueur, le perfectionnement des méthodes de calcul modernes des éléments de machines nécessite l'obtention d'un critère probabiliste.

Influence de l'état de surface et des propriétés de la couche superficielle des éléments de machines sur leur endurance. L'importance des couches superficielles est déterminée par le fait que dans la plupart des cas c'est là que s'amorcent les criques de fatigue. L'évolution de ces dernières est favorisée par: 1) la présence à la surface des concentrateurs de contraintes qui, s'ils ne sont pas propres à la construction, apparaissent en cours d'usinage (rugosités, par exemple), en service ou ont d'autres causes à l'origine; 2) les propriétés particulières de la couche superficielle qui matérialise une limite et contient des grains cristallins disloqués et donc affaiblis; 3) l'influence du milieu extérieur; 4) l'état de contrainte plus accusé des couches superficielles sous l'effet des sollicitations principales (flexion, torsion).

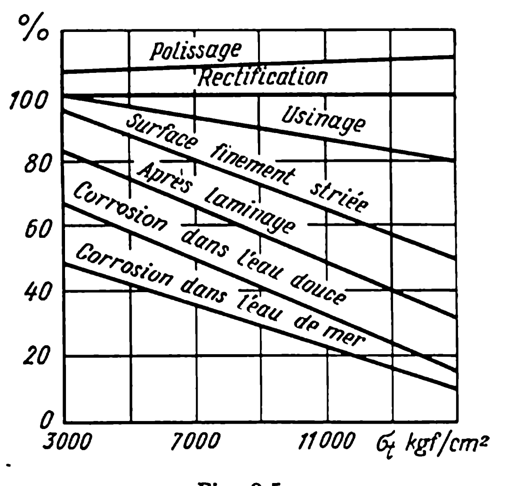


Fig. 2.5

Les modes d'usinage des métaux mis en œuvre pour donner aux éléments de machines la forme imposée exercent sur l'état de surface une action importante. Cette action est liée avant tout à la formation d'un microrelief de la surface, à la déformation plastique, qui se traduit par l'écrouissage de la couche superficielle, et à l'échauffement de cette couche.

Les sillons laissés à la surface par l'usinage sont autant de concentrateurs de contraintes qui réduisent la résistance de la pièce.

La résistance des éléments de machines est affectée d'une manière qui varie suivant les facteurs définissant la déformation plastique de la couche superficielle (degré d'écrouissage, épaisseur de la couche écrouie, valeur des contraintes résiduelles) et son échauffement (degré de ramollissement de la couche, vieillissement, valeur des contraintes résiduelles). L'écrouissage et les contraintes résiduelles de compression contribuent à élever la limite de fatigue; par contre, les contraintes résiduelles de traction la diminuent.

La fig. 2.5 illustre l'influence de divers modes de façonnage d'une surface et de la corrosion sur la valeur de la limite de fatigue. Si l'on pose que la limite de fatigue d'une éprouvette rectifiée est égale à 100 %, le polissage augmente encore son endurance, alors que

les autres modes d'usinage la réduisent d'autant plus que la charge de rupture σ_t du matériau est plus élevée.

De même que le mode d'usinage, le régime de coupe exerce également une influence importante sur l'endurance. Ainsi, les méthodes de coupe rapide des métaux largement utilisées présentent des avantages non seulement parce qu'elles accélèrent les processus de fabrication et, par suite, élèvent la productivité, mais encore parce qu'elles contribuent à l'amélioration de l'endurance des éléments de machines.

Pour améliorer l'état physique des couches superficielles des pièces on recourt en construction mécanique à des traitements particuliers qui portent le nom d'ensemble de *gamme de consolidation.*

Cette consolidation consiste à augmenter la résistance de la couche superficielle et à y former des contraintes de compression résiduelles par a) traitement mécanique (grenaillage, galetage avec des galets ou à la bille, frappage des congés à l'outil de percussion, polissage hydraulique, etc.) ; b) traitement thermique et thermochimique (trempe superficielle, cémentation, nitruration, etc.

Le grenaillage produit une couche superficielle très solide de 0,4 à 0,8 mm d'épaisseur particulièrement efficace en présence de concentrateurs fonctionnels et technologiques.

Le galetage de la surface par galet trempé produit en principe le même effet. Si le grenaillage produit à la surface un réseau d'empreintes serré, le galetage, lui, permet d'obtenir une surface lisse et nette, l'écrouissage affectant une épaisseur plus importante, allant jusqu'à 2 mm et plus.

Le galetage des éprouvettes comportant un trou transversal et une entaille circulaire élève de 60 % la limite de fatigue, et de 40 % dans le cas d'emmanchement à force.

Le galetage élimine complètement l'influence de la qualité de surface déterminée par l'usinage sur la limite de fatigue; après cette opération la limite de fatigue est pratiquement la même pour les éprouvettes rectifiées et dégrossies.

La consolidation est également importante dans le cas de galetage des pièces ayant subi la corrosion.

Il convient de retenir que le grenaillage et le galetage ne sont efficaces que lorsqu'ils sont bien conduits. Un écrouissage excessif réduit la limite de fatigue en formant dans les couches superficielles des microfissures produites par des pressions très élevées.

Le polissage hydraulique (traitement des surfaces actives des éléments de machines par un jet de liquide sous haute pression) permet d'écrouir une couche de 1,5 mm d'épaisseur tout en améliorant la microgéométrie de la surface. L'endurance des pièces est ainsi accrue de 25 %.

La trempe superficielle par haute fréquence (HF) permet de réduire nettement la susceptibilité du matériau à la concentration des

contraintes. La limite de fatigue des éprouvettes lisses s'accroît suivant la nuance de l'acier de 40 à 100 % par rapport à l'état de départ. La résistance étant dégradée au droit de la limite entre la partie consolidée et celle qui ne l'est pas, l'opération doit porter sur toute la surface active de la pièce.

La cémentation suivie de trempe contribue à améliorer sensiblement l'endurance des éléments de machines (de 1,5 à 2 fois).

La nitruration produit un effet de consolidation dans le cas des essais des éprouvettes lisses jusqu'à 30 % en présence de concentrateurs des contraintes et jusqu'à 60 % dans le cas de pièces travaillant en milieu corrosif.

La cyanuration élève également la résistance à la fatigue, surtout celle des pignons, arbres, etc., pour lesquels le durcissement ne doit porter que sur une faible épaisseur. L'épaisseur de la couche durcie allant en augmentant, la limite de fatigue augmente d'abord jusqu'à une certaine valeur pour se stabiliser ensuite.

L'amélioration de l'endurance obtenue par application de certains procédés de consolidation (nitruration, cémentation, etc.) s'accompagne de la modification d'autres propriétés des matériaux, et notamment de la diminution de la résilience. Aussi, en choisissant un mode de consolidation, faut-il tenir compte de l'ensemble des modifications des propriétés mécaniques qu'il provoque.

La combinaison des modes de consolidation est un procédé très prometteur qui associe des effets bénéfiques des traitements thermiques et thermo-chimiques avec ceux de l'écrouissage ultérieur.

L'effet produit par l'état des couches superficielles des éléments de machines est apprécié dans les calculs par le *coefficient d'état de surface*, quotient de la limite de fatigue des éprouvettes de même état de surface que la pièce étudiée par la limite de fatigue des éprouvettes identiques mais dont la surface est rectifiée.

Jusqu'à présent il n'existe pas de données pouvant guider le choix de tels coefficients ; dans les ouvrages de référence on ne fait état que de facteurs partiels qui tiennent compte de la qualité de la surface (état de surface en fonction du mode d'usinage), coefficient k_σ^n, et de la consolidation obtenue par divers procédés, coefficient β.

Le coefficient k_σ^n peut être considéré comme le coefficient de concentration des contraintes défini par la microgéométrie de la surface. Lorsqu'on introduit k_σ^n dans les formules de calcul, il faut tenir compte des considérations développées à la p. 28 pour le cas d'une section dangereuse sollicitée par plusieurs contraintes.

Le coefficient de consolidation de la surface β est le rapport de la limite de fatigue des éprouvettes (pièces) ayant subi une consolidation superficielle à la limite de fatigue des éprouvettes (pièces) ne l'ayant pas subie.

De même que les coefficients k_σ et ε_σ, le coefficient β ne concerne que l'amplitude du cycle.

Pour traduire l'action commune de la concentration des contraintes, des dimensions absolues et de l'état de surface on introduit parfois dans la formule 2.11 le coefficient β

$$(k_\sigma)_D = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} . \tag{2.13}$$

Influence du milieu extérieur sur l'endurance des éléments de machines. L'action exercée par le milieu ambiant sur l'endurance des pièces est très importante. Dans le cas de sollicitations variables, l'action du milieu se manifeste par la fatigue par adsorption et sous corrosion des métaux.

La *fatigue par adsorption* consiste en une diminution de l'endurance qui se produit dans les milieux tensio-actifs sans effet chimique sur le métal. Les huiles non activées employées pour la lubrification usuelle des machines et appartenant à cette catégorie, diminuent de 15 à 20 % la résistance à la fatigue.

L'allure de la courbe de la fatigue, définie par les essais de fatigue par adsorption, est analogue à celle de la courbe courante.

La *fatigue sous corrosion* est un phénomène plus dangereux, qui se manifeste par la dégradation de l'endurance des éléments de machines dans les conditions des milieux corrosifs (exerçant sur le métal une action chimique). On connaît la rupture prématurée due à la fatigue sous corrosion des arbres porte-hélice, des palettes de turbine, des tiges de Diesel et d'autres pièces. La diminution de la résistance à la fatigue dans ces milieux est assez importante. Ainsi, la limite de fatigue des aciers de construction usuels après 10^7 de cycles diminue de 2 fois dans l'eau douce, et de 4 fois dans l'eau de mer par rapport aux expériences réalisées à l'air.

La courbe de la fatigue sous corrosion a une allure caractéristique : elle enregistre une baisse continue avec l'augmentation du nombre de cycles ; il n'est donc possible pour ces phénomènes que de déterminer les valeurs restreintes des limites de fatigue.

L'écrouissage orienté (déformation plastique d'une pièce finie d'usinage par une charge dont le sens d'action se confond avec celui de la charge en service), le galetage, le grenaillage, la trempe superficielle, la nitruration et autres modes de consolidation qui produisent dans les couches superficielles des pièces des contraintes de compression améliorent l'endurance des éléments de machines travaillant dans des milieux qui favorisent l'évolution des phénomènes examinés.

Influence des régimes de sollicitation. Les régimes de sollicitation des éprouvettes normalisées, réalisés sur les machines d'essai usuelles pour obtenir les courbes de la fatigue, ne sont pas représentatifs des conditions réelles de fonctionnement des éléments de machines. Chaque point de la courbe expé-

rimentale détermine la résistance de l'éprouvette sollicitée par une charge continue constante. L'allure sinusoïdale de la variation des contraintes engendrées dans les sections de l'éprouvette est déterminée par sa flexion lors de la rotation avec un nombre de tours $n =$ $=$ const.

En réalité la charge et la vitesse sont essentiellement des valeurs variables, alors que le fonctionnement est intermittent. Un tel régime est alors dit *instable*. Les pièces des véhicules (automobiles, matériel de levage et de manutention, etc.), des moteurs à combustion interne, des machines agricoles, des machines-outils, etc., fonctionnent dans les conditions des régimes instables.

Le régime de sollicitation est déterminé par ce qu'on appelle le *spectre des charges* qui est l'ensemble de toutes les charges appliquées en service; il est caractérisé par a) les surcharges et les sous-charges; à) la fréquence des cycles de sollicitation; c) les interruptions dans l'application des charges. Voici la conception générale de l'action de ces facteurs.

Par *surcharge* on entend une charge s'exerçant sur une pièce, qui provoque pour un nombre de cycles déterminé des contraintes alternatives supérieures à la limite de fatigue correspondante, et par *souscharge*, une charge qui provoque des contraintes alternatives inférieures à cette limite.

Des surcharges importantes diminuent la résistance à la fatigue des matériaux mis à l'essai, phénomène dû à l'apparition de fortes contraintes qui entraînent la formation des microfissures et le développement intense de ces dernières. Lorsque les surcharges sont faibles et ne sont appliquées que pendant un petit nombre de cycles, la limite de fatigue ne diminue pas, elle augmente même parfois.

Les sous-charges contribuent jusqu'à un certain point à repousser la limite de fatigue (jusqu'à 30 %). L'industrie profite largement de ce phénomène qui porte le nom d'*accommodation du matériau* (en cours de rodage, par exemple), bien qu'il n'ait pas encore été apprécié quantitativement par calcul.

Pour les fréquences courantes en construction mécanique, la valeur de la limite de fatigue des éprouvettes lisses ou des pièces à faible concentration des contraintes ne dépend pratiquement pas de la vitesse de modification des contraintes. Lorsque les fréquences dépassent 60 000 cycles par minute, leur augmentation ultérieure accroît quelque peu la limite de fatigue.

L'expérience montre que dans le cas des surcharges, la variation des fréquences de modification des contraintes exerce dans la gamme de fréquences étudiée (340 à 3000 cycles par minute) une action non négligeable sur la résistance à la fatigue.

L'effet produit par les interruptions de fonctionnement est peu étudié et les résultats obtenus ne s'accordent pas toujours. Mais on est

porté à considérer que le repos accroît dans une certaine mesure la longévité cyclique.

L'influence d'un régime est établie à partir de prémisses suivantes.

Soient les charges Q_1, Q_2, . . ., Q_i, . . . (ou les contraintes σ_1, σ_2, . . ., σ_i, . . .) appliquées dans les cycles de sollicitation correspondants n_{c1}, n_{c2}, . . ., n_{ci}, . . .

Par *rapport cyclique* on entend le rapport du nombre réel de cycles n_{ci} de l'action d'une certaine contrainte σ_i au nombre de cycles N_{ci} de cette même contrainte qui entraîne la rupture de l'éprouvette, c'est-à-dire à la longévité cyclique.

D'après l'*hypothèse cumulative des ruptures de fatigue*, l'effet produit par chaque groupe de charges ne dépend pas de l'ordre de leur succession et les mêmes rapports cycliques des surcharges de valeur différente produisent des ruptures de fatigue de même intensité.

Sous l'hypothèse d'une cumulation linéaire des défauts de fatigue

$$\sum \frac{n_{ci}}{N_{ci}} = a, \tag{2.14}$$

où a est le coefficient établi par expérience qu'on pose souvent égal à l'unité (par excès).

Dans les notations adoptées, l'équation de la courbe de Wöhler s'écrit

$$\sigma_i^m N_{ci} = \sigma_R^m N_0 = \text{const}, \tag{2.15}$$

où m est la puissance de la courbe, qui varie généralement entre 6 et 9 ; elle dépend surtout du matériau et de l'état de contrainte de la pièce ;

σ_R, la limite de fatigue de longue durée établie pour le nombre de base des cycles N_0.

En tenant compte de ce qui vient d'être dit, le régime variable réel des charges de longue durée est remplacé par un régime équivalent (par rapport à la fatigue) stationnaire.

Voici les modalités de variation des régimes largement employées dans la pratique des calcules.

On suppose que l'une quelconque des charges Q_i (le plus souvent Q_{max}) ou la contrainte qu'elle provoque σ_i (σ_{max}) est constante et que son action dure un nombre de cycles $N_é$ dit équivalent, correspondant au niveau de sollicitation. Alors, en posant, par exemple, la charge égale à σ_{max} d'après les équations (2.14) et (2.15) pour $a = 1$, on a

$$\sum \sigma_i^m n_{ci} = \sigma_R^m N_0 = \sigma_{max}^m N_é,$$

d'où

$$N_é = \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}}\right)^m n_{ci} \tag{2.16}$$

et

$$\sigma_{max}=\sigma_R \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_é}}=\sigma_R \sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}}\right)^m n_{ci}}}=\sigma_R k_s, \qquad (2.17)$$

avec $k_s=\sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}}\right)^m n_{ci}}}$, le facteur de service.

Il résulte de (2.17) que pour un nombre équivalent de cycles $N_é$, inférieur au nombre de base N_0, la contrainte σ_{max} peut dépasser la limite de fatigue de longue durée σ_R.

Pour une flexion rotative $m = m'$, compte tenu de la relation entre les contraintes et les charges (en fonction de l'état de contrainte), le coefficient k_s de la formule (2.17) peut être mis sous la forme

$$k_s=\sqrt[m']{\frac{N_0}{\sum\left(\frac{Q_i}{Q_{max}}\right)^{m'} n_{ci}}}.$$

Dans une autre variante de réduction, le régime variable est remplacé par un régime constant $Q_é$ ($\sigma_é$) qui s'exerce pendant une durée de service donnée déterminée par le nombre total de cycles $\sum n_{ci}$ ou le nombre de cycles N_0 associé au point d'inflexion de la courbe.

Conformément à ce qui vient d'être dit, $\sum\sigma_i^m n_{ci} = \sigma_é^m N_0$ et les formules de réduction se ramènent généralement à la forme suivante

$$\sigma_é=\sigma_{max}\sqrt[m]{\sum\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}}\right)^m \frac{n_{ci}}{N_0}}=\sigma_{max}k^{\sigma}_{long} \qquad (2.18)$$

ou

$$Q_é=Q_{max}\sqrt[m']{\sum\left(\frac{Q_i}{Q_{max}}\right)^{m'} \frac{n_{ci}}{N_0}}=Q_{max}k^{\sigma}_{long}. \qquad (2.19)$$

Les valeurs des coefficients de longévité varient dans les limites

$$0{,}6\leqslant k^{\sigma}_{long}\leqslant 1,$$

où k^{σ}_{long} est le coefficient de longévité dans le cas des contraintes normales. Pour réaliser le calcul d'après les contraintes tangentielles, la valeur de k^{τ}_{long} s'obtient en remplaçant dans la formule (2.18) σ par τ.

Calcul de la résistance sous des contraintes variables. Comme pour apprécier la résistance à la fatigue des éléments de machines il faut tenir compte de leur forme fonctionnelle, de l'état de leur surface et d'autres facteurs, les calculs correspondants se font comme des calculs de vérification.

Pour un état de contrainte *simple* (traction, compression, flexion simple, flexion avec efforts tranchants en négligeant les contraintes tangentielles dans les sections droites) le coefficient de sécurité n se calcule à l'aide des diagrammes charge-déformation *.

Pour une sollicitation *simple*, lorsqu'on pose que la contrainte moyenne du cycle σ_m et son amplitude σ_a varient sous charge proportionnellement, c'est-à-dire que $\frac{\sigma_a}{\sigma_m}$ = const, le coefficient de sécurité pratique est

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta\varepsilon}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D\,\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m}, \tag{2.20}$$

où σ_{-1} est la limite de fatigue du matériau pour un cycle symétrique;
k_σ, le coefficient de concentration des contraintes;
ε, le facteur d'échelle;
β, le coefficient de consolidation superficielle;
σ_a, la composante variable des contraintes (amplitude du cycle);
σ_m, la constante (moyenne) des contraintes;
$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$, le coefficient de susceptibilité du matériau à l'asymétrie du cycle;
σ_0, la limite de fatigue d'un cycle de pulsation.

Pour une torsion cyclique, la résistance se calcule d'après une formule analogue en remplaçant σ par τ:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta\varepsilon}\tau_a + \psi_\tau\tau_m} = \frac{\tau_{-1}}{(k_\tau)_D\,\tau_a + \psi_\tau\tau_m}. \tag{2.21}$$

Dans les cas d'une rupture de fatigue précédée d'une déformation permanente importante, le coefficient de sécurité pratique relatif à la résistance aux déformations plastiques se détermine par la formule

$$n_{éc\sigma} = \frac{\sigma_{éc}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{éc}}{\sigma_m + \sigma_a}, \tag{2.22}$$

où $\sigma_{éc}$ est la limite d'écoulement du matériau.

Pour une sollicitation *complexe* σ_m et σ_a varient indépendamment l'une de l'autre. Ainsi, lorsque σ_a varie et la contrainte σ_m est constante, le coefficient de sécurité pratique s'écrit

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}\left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_r}\right)}{\sigma_a}, \tag{2.23}$$

où σ_r est la limite de rupture du matériau.

* Les formules (2.20) et (2.24) se déduisent dans les cours de « Résistance desmatériaux ».

Pour un état de contrainte *mixte* qui est par exemple celui d'une pièce sollicitée simultanément en flexion et en torsion ou en traction-compression et en torsion, le coefficient de sécurité pratique au droit de la section pratique est

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \tag{2.24}$$

avec n_σ et n_τ les coefficients définis par les formules (2.20) et (2.21).

Dans les cas pratiques de calcul examinés les conditions de résistance (2.2) se mettent sous la forme

$$n_\sigma \geqslant [n_\sigma]; \; n_\tau \geqslant [n_\tau]; \; n \geqslant [n]. \tag{2.25}$$

Choix des coefficients de sécurité et des contraintes admissibles. La condition (2.2) détermine la relation entre les valeurs pratique n et admissible $[n]$ du coefficient de sécurité. Le choix de ces dernières détermine donc la perfection de la construction d'une pièce. Une erreur par excès peut rendre la construction trop onéreuse, et une erreur par défaut peut compromettre sa résistance.

Les contraintes admissibles peuvent être établies par la plus ancienne des méthodes, celle *des tableaux*. Lorsque la construction mécanique était à ses débuts, le choix de ces contraintes était guidé par des tableaux uniques pour toutes les branches de cette industrie.

A mesure que la construction mécanique prenait de l'essor, cette méthode s'avérait de plus en plus insuffisante. Les tableaux uniques des contraintes admissibles ne pouvaient plus suffire aux calculs imposés par la pratique, car de nouvelles branches de l'industrie mécanique venaient d'apparaître, les conditions de service des machines et de leurs éléments devenaient plus complexes, la nomenclature des matériaux ne cessait de s'amplifier, et il fallait encore tenir compte des prescriptions de fabrication, de fonctionnement et de bien d'autres facteurs. C'est pourquoi on a dressé pour les diverses branches de la construction mécanique des abaques spéciaux de contraintes admissibles et établi des normes particulières des coefficients de sécurité.

De nos jours, ces tableaux et ces normes sont d'un usage courant. Dans certains domaines de la technique, les valeurs des contraintes admissibles et des coefficients de sécurité sont rigoureusement réglementées, le mode de calcul du coefficient de sécurité étant spécialement défini (ce qui est très important). Il en est ainsi, par exemple, lors de l'étude des pièces et des mécanismes spéciaux des appareils de levage (câbles, crochets, freins, etc.).

Pourtant, dans la plupart des cas, l'ingénieur d'étude ne dispose pas en construction mécanique de normes homologuées, il est obligé d'établir lui-même les valeurs des coefficients de sécurité ou des contraintes admissibles.

C'est pourquoi dès 1930 on s'efforce de remplacer le mode de fixation tabulaire des valeurs par une *méthode analytique* susceptible d'assurer le choix le plus rigoureux des coefficients de sécurité.

A. Sidorov (1866-1931) a été le premier à avancer l'idée de leur détermination différentielle. Par la suite, cette méthode a été perfectionnée et mise au point par I. Odingue qui l'a rendue publique en 1932.

Suivant cette méthode, le coefficient de sécurité $[n]$ dans le cas du calcul de la résistance volumique peut s'écrire comme le produit

$$[n] = S_1 S_2 K_1, \tag{2.26}$$

où S_1 est le coefficient de sécurité du matériau;

S_2, le coefficient d'importance de la pièce (rendant compte des conditions de son service);

K_1, le coefficient de précision du calcul.

Pour une gamme de fabrication bien établie prévue pour confectionner une pièce à partir d'une ébauche, le choix du coefficient S_1 doit être guidé par l'étude des résultats de multiples essais. En guise de données approchées, ainsi que pour la fabrication de pièces unitaires et uniques, on peut poser:

pour les pièces façonnées à partir d'une ébauche forgée ou laminée, $S_1 = 1{,}05$ à $1{,}10$;

pour les pièces façonnées à partir d'une ébauche moulée, $S_1 =$ $= 1{,}15$ à $1{,}20$.

Ces chiffres sont déterminés dans l'hypothèse que les défauts d'un matériau forgé réduisent la résistance au maximum de 5 à 10 %, alors qu'une pièce moulée peut receler des défauts qui réduisent sa résistance de 15 à 20 %.

On conçoit aisément que la valeur du coefficient S_2 qui définit le degré d'importance de la pièce, est difficile à établir par calcul, c'est pourquoi les valeurs de S_2 doivent être limitées. Suivant I. Odingue, il faut les choisir entre 1,0 et 1,3.

Dans la plupart des cas, le calcul des éléments de machines ne traduit pas les conditions réelles de leur fonctionnement, car on ne dispose pas de renseignements suffisants et assez sûrs sur l'interaction des pièces d'un ensemble. Il faut donc introduire dans la formule du coefficient de sécurité le coefficient K_1, caractéristique de la précision du calcul, bien qu'il ne soit pas facile de lui affecter une valeur définie. Les facteurs qui déterminent cette valeur peuvent être établis par l'étude expérimentale des sollicitations des pièces. On pose en moyenne $K_1 = 1{,}2$ à $1{,}3$.

Ainsi, si l'on adopte les valeurs numériques des coefficients proposées par I. Odingue, la valeur maximale du coefficient de sécurité des pièces en acier est:

$$[n] = S_1 S_2 K_1 = 1{,}10 \cdot 1{,}30 \cdot 1{,}30 \approx 2{,}0.$$

Lorsqu'on veut apprécier d'une manière plus précise les conditions de service et l'allure des charges extérieures et connaître les caractéristiques mécaniques du matériau et les contraintes supportées, les valeurs du coefficient de sécurité peuvent être réduites à 1,2 ou 1,5. Inversement, dans les calculs approchés $[n] > 2,0$.

Si la résistance est évaluée d'après la condition (2.1), on cherche les contraintes admissibles d'après la valeur de $[n]$ calculée ou établie suivant les normes. Dans le cas de contraintes variables, les limites de fatigue s'établissent en tenant compte du régime de sollicitation, de la durée de service et d'autres facteurs dont ils subissent l'influence.

Résistance superficielle. Dans le cas d'une résistance volumique suffisante, l'aptitude à la fonction de nombreux éléments de machines est limitée par l'insuffisance de leur résistance superficielle.

Déformations de contact et contraintes sous charge statique. La conjugaison de certaines pièces est caractérisée par les contraintes de contact élevées engendrées dans la zone de contact par les charges que ces pièces transmettent à travers les surfaces limitées (petites). Parmi les pièces types de ce genre notons les engrenages, les disques de friction, les roulements, etc. Avant l'application de la charge, théoriquement le contact est ponctuel pour les bagues et les billes des roulements à billes, et linéaire pour les engrenages et les rouleaux des roulements à rouleaux. Mais ce caractère de la conjugaison change après l'application d'une charge, le contact s'opérant alors suivant des surfaces limitées.

La première solution du problème sur l'état de contrainte dans la zone de contact des corps élastiques, dit *problème de contact*, a été donnée en 1882 par H. Hertz. Cette solution a été appliquée aux problèmes techniques par A. Dynnik, N. Béliaev, I. Chtaerman, M. Savérine et d'autres chercheurs.

L'étude des problèmes relatifs au contact fait partie du cours de la théorie de l'élasticité.

Voici les idées qui sont à sa base:

1) les matériaux des corps en contact sont homogènes et isotropes ;

2) l'aire de contact est très petite par rapport à la surface des corps conjugués ;

3) les forces en action sont normales aux surfaces en contact ;

4) les charges appliquées aux corps ne provoquent dans la zone de contact que des déformations élastiques qui vérifient la loi de Hooke.

Toutes ces conditions ne sont pas observées dans les constructions réelles. Ainsi, la troisième condition est inapplicable aux engrenages, roulements, etc. La zone de contact est affectée ici en plus des pressions normales par des pressions tangentielles (forces de frottement) ; la résultante de ces dernières s'écarte donc de la normale

à la surface de contact. Néanmoins, la vérification expérimentale de la théorie des déformations par contact confirme pleinement son aptitude pratique au calcul. Les solutions indiquées ne fournissent pas des valeurs absolues des contraintes, mais donnent leurs valeurs conventionnelles; pour s'assurer qu'elles sont admissibles, il faut les comparer aux données fournies par les calculs de vérification des pièces ayant fait preuve d'une bonne aptitude à la fonction dans des conditions de service analogues.

Si l'on tient compte des principes énoncés, la surface de contact est dans le cas général délimitée par une ellipse. Dans des cas particuliers, la surface de contact prend la forme d'un cercle ou d'une bande limitée par deux droites parallèles.

Lorsque deux sphères de rayons ρ_1 et ρ_2 sont comprimées par des efforts F (fig. 2.6,*a*), les déformations élastiques locales engendrent

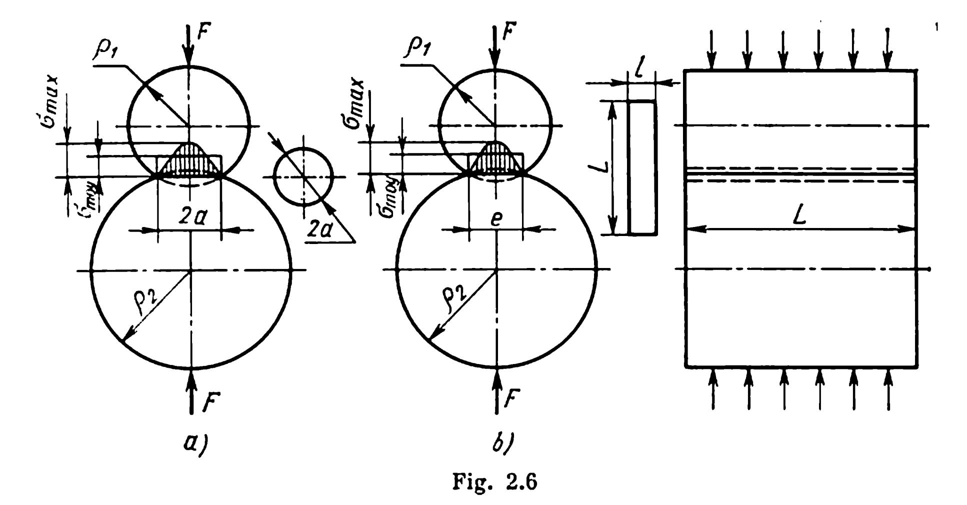


Fig. 2.6

une surface de contact qui a la forme d'un cercle. Le coefficient de Poisson étant $\mu = 0{,}3$, le rayon a de ce cercle est défini par l'expression

$$a = 1{,}109 \sqrt[3]{\frac{F\rho}{E}} \text{ cm,} \tag{2.27}$$

où $E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ est le module réduit d'élasticité des corps comprimés, en kgf/cm²;

$\rho = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$, le rayon de courbure réduit dans la zone du contact des corps comprimés, en cm ; le signe moins est pris dans le cas du contact d'une surface convexe de rayon ρ_1 avec une surface concave de rayon ρ_2.

La distribution des pressions affectant cette surface est inégale. La pression maximale appliquée au centre est 1,5 fois supérieure à la pression moyenne:

$$p_{max} = \frac{1,5F}{\pi a^2}. \qquad (2.28)$$

L'étude de l'état de contrainte au droit des points représentatifs d'une surface de contact circulaire montre que la contrainte de compression maximale σ_3 s'exerce au centre de la surface, alors que $\sigma_3 = -p_{max}$.

Des formules (2.27) et (2.28) on peut tirer

$$\sigma_{max} = 0,388 \sqrt[3]{\frac{FE^2}{\rho^2}} \text{ kgf/cm}^2. \qquad (2.29)$$

D'après la formule (2.29), malgré la validité de la loi de Hooke pour le matériau des pièces, la contrainte ne croît pas en raison directe de la charge F, mais bien plus lentement.

Dans le cas du contact d'une sphère de diamètre $d_1 = 2\rho_1$ avec un plan $\rho = \rho_1$

$$\sigma_{max} = 0,388 \sqrt[3]{\frac{FE^2}{\rho^2}} = 0,62 \sqrt[3]{\frac{FE^2}{d_1^2}} \text{ kgf/cm}^2.$$

Dans le cas de la compression de deux cylindres aux axes parallèles (fig. 2.6,*b*), la surface de contact prend la forme d'une bande étroite délimitée par des lignes parallèles, dont la largeur l est déterminée par l'expression

$$l = 3,04 \sqrt{q \frac{\rho}{E}} \text{ cm},$$

où $q = \frac{F}{L}$ est la charge par unité de longueur L des cylindres, en supposant que sa distribution longitudinale est uniforme, en kgf/cm.

La pression maximale se manifeste le long de la ligne médiane de la bande de contact; elle est de $\frac{4}{\pi}$ fois plus grande que la pression moyenne

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{q}{l} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{\rho}}$$

et respectivement

$$\sigma_{max} = 0,418 \sqrt{\frac{F}{L} \cdot \frac{E}{\rho}} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{\rho}} \text{ kgf/cm}^2. \qquad (2.30)$$

La contrainte tangentielle maximale se manifeste sous la surface de contact; quel que soit le type de contact, pour les aciers $\tau_{max} \approx \approx 0,3\ \sigma_{max}$. Lorsque la surface de contact est circulaire, τ_{max} se situe à une profondeur voisine de 0,5 a, et à 0,4 l, lorsqu'elle a la forme d'une bande limitée par des lignes parallèles.

Résistance des surfaces actives aux charges de contact variables. Les conditions de sollicitation des surfaces actives conjuguées des pièces considérées produites par leur roulement relatif diffèrent de celles qui sont déterminées par les formules (2.28), (2.29) et (2.30). Le déplacement continu de la zone de contact confère à la sollicitation une forme cyclique, les contraintes engendrées sont donc variables. C'est ce qui détermine le développement caractéristique des fissures qui dépend du nombre de cycles de sollicitation ; on est donc autorisé à classer les ruptures de ce type dans la catégorie des ruptures de fatigue.

Le roulement des surfaces de contact s'accompagne généralement de leur glissement relatif qui peut avoir à l'origine une surcharge (on a alors ce qu'on appelle le *patinage*), la forme des surfaces conjuguées

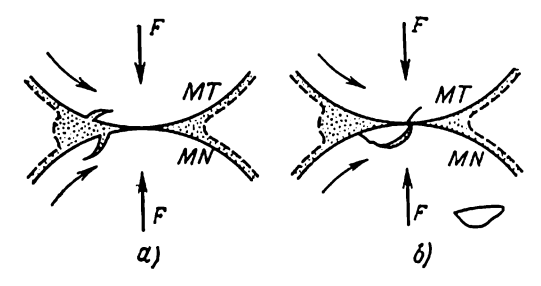


Fig. 2.7

(*frottement de glissement*) et le caractère des déformations affectant ces surfaces (*frottement de roulement*). Ce dernier type de glissement s'observe dans le roulement quelle que soit la forme des surfaces sollicitées.

L'orientation des fissures de fatigue qui affectent les surfaces en contact varie en fonction de la direction des forces de frottement. Le développement ultérieur de ces fissures dans la zone de contact dépend de la présence d'un lubrifiant (caractéristique des transmissions fermées par engrenages, par vis sans fin, des roulements, de certaines transmissions à friction, etc.). Voici comment, selon G. Troubine, se déroule ce phénomène (fig. 2.7). Sur la surface menante (MT), la fissure est orientée de façon que son extrémité sous-jacente vient la première dans la zone des pressions de contact maximales : dans ces conditions, l'huile est exprimée à partir de la crique qui cesse de croître. Sur la surface menée (MN), la fissure est orientée de façon qu'elle s'approche de la zone des pressions maximales par son bout ouvert qui débouche à la surface (fig. 2.7,*a*). Lorsque ses bords viennent en contact avec la surface conjuguée, ils se ferment et la pression de l'huile qui se trouve à l'intérieur de la fissure grandit brusquement ; il en résulte une action de coin qui, en arrachant des particules de métal, accroît la fissure jusqu'à ce

qu'elle débouche à la surface (fig. 2.7,b). Ce type de désagrégation des surfaces actives a reçu le nom de *piqûres*.

En l'absence de lubrification, la nature de l'altération des couches superficielles change, la couche superficielle qui est le siège de fissures primaires s'use avant que ces dernières réussissent à se développer en cratères.

On appelle *limite d'endurance au contact* la contrainte maximale sous laquelle un nombre assez grand d'alternances ne produit pas de piqûres. La valeur de cette limite est fournie par les courbes de l'endurance des diagrammes « pression (ou contrainte) spécifique maximale exercée à la surface de contact — nombre d'alternances », dressés en partant de données expérimentales.

Les courbes de l'endurance au contact ressemblent aux courbes usuelles. La relation entre la contrainte et le nombre d'alternances N pour la branche gauche de la courbe s'écrit de la même façon que pour les essais de fatigue usuels:

$$\sigma^m N = \text{const.}$$

La valeur de la limite d'endurance au contact est fonction de plusieurs facteurs, dont les principaux sont les propriétés du lubrifiant, la relation entre les duretés des pièces en contact, la qualité de leur usinage, etc. L'exploitation des machines et les recherches spéciales ont montré qu'en augmentant la viscosité de l'huile on améliore la limite d'endurance au contact. Apparemment, ce phénomène peut s'expliquer par l'effet de décharge de la zone de contact en présence d'un film d'huile; cet effet est d'autant plus important que la viscosité de l'huile est plus élevée. Par ailleurs, la propriété de l'huile de pénétrer dans les fissures de fatigue diminue avec l'augmentation de la viscosité, ce qui doit contribuer également à augmenter la limite d'endurance au contact. L'augmentation de la dureté et l'amélioration de la qualité d'usinage des surfaces de contact renforcent leur résistance à la formation des piqûres.

Le calcul de la résistance au contact ne peut pas encore tenir compte actuellement de tous les facteurs intervenant dans les phénomènes de la désagrégation. Mais du fait que la formation de la fissure et son développement dépendent toujours de la valeur de la contrainte de compression maximale dans la zone de contact, le phénomène des piqûres superficielles peut être prévenu en imitant la valeur de cette contrainte; à cet effet on peut se guider par les données fournies par les constructions dont le fonctionnement a fait déjà ses preuves.

Parfois, lors du calcul de pièces en matériaux non ferreux, par exemple, ainsi que de certains couples de contact métalliques (rochet-cliquet, par exemple), la résistance superficielle est vérifiée suivant la condition délimitant la valeur de la charge spécifique q, c'est-à-dire de la charge appliquée par unité de longueur de la ligne ou de la

surface de contact

$$q = \frac{F}{L} \leqslant [q]. \qquad (2.31)$$

Lorsque le régime des contraintes est non stationnaire, l'hypothèse cumulative des ruptures de fatigue permet de le remplacer par un régime constant équivalent.

Pour calculer les pièces à contact linéaire (par exemple, les engrenages), compte tenu de la formule (2.30) d'après laquelle les contraintes de contact sont proportionnelles à la charge élevée à la puissance 0,5, on utilise les formules de réduction (cf. p. 37) pour $m' = \frac{m}{2} = 3$.

Les renseignement sur les limites de l'endurance au contact de longue durée σ_{sup} des matériaux pour lesquels on établit les contraintes de contact admissibles sont encore peu nombreux. C'est pourquoi on s'efforce d'établir les valeurs de $[\sigma]_{sup}$ en fonction de caractéristiques statiques ou des caractéristiques de fatigue définissant la résistance des matériaux.

L'analyse des données expérimentales permet d'établir un rapport entre σ_{sup} et la dureté de la surface dont l'effet sur l'endurance des surfaces actives est déterminant:

$$\sigma_{sup} = C_B \text{HB} \quad \text{ou} \quad \sigma_{sup} = C_R \text{HRC}, \qquad (2.32)$$

où C_B et C_R sont des coefficients définis par le matériau et le traitement thermique; HB et HRC, respectivement les duretés Brinell et Rockwell.

Pour apprécier l'effet produit par d'autres facteurs sur la contrainte de contact admissible on utilise les coefficients de correction k dont les valeurs sont données dans les parties correspondantes du cours (pour les engrenages, par exemple, voir p. 235). Ainsi

$$[\sigma]_{sup} = \sigma_{sup} k,$$

et compte tenu de la variabilité du régime des contraintes,

$$[\sigma]_{sup} = \sigma_{sup} k_c k. \qquad (2.33)$$

T e n u e   à   l' u s u r e. La durée de service de nombreux éléments de machines est limitée par l'usure de leurs surfaces actives. L'usure est le phénomène de l'altération progressive des surfaces actives produite par le frottement, qui modifie les dimensions et la géométrie d'une pièce.

La précision des pièces d'un ensemble étant compromise par l'usure, leur conjugaison se trouve perturbée (le fonctionnement d'un engrenage devient irrégulier, le mouvement des pièces des machines-outils, des broches, des chariots sur leurs glissières, etc., perd sa précision); les sections diminuées et les charges dynamiques accrues affaiblissent la résistance des pièces; le rendement de la machine diminue par suite de l'altération des conditions de graissage des

paliers, de l'étanchéité perturbée dans les conjugaisons et de l'augmentation des fuites; le bruit lors du fonctionnement de la machine croît, etc.

L'usure peut résulter soit de l'interaction des surfaces de frottement, soit de l'action des particules solides (abrasives) qui font partie du milieu dans lequel travaillent les pièces. Dans ce dernier cas l'usure est dite *abrasive*.

L'usure abrasive accompagne le fonctionnement de la majorité des machines agricoles, du matériel du génie civil, des machines à forer, etc. (socs de charrues, pièces de bulldozers, pelles des excavatrices, couronnes de carottage, etc.). La figure 2.8,*a* matérialise l'allure de principe des courbes d'usure (*1*) et de la vitesse d'usure (*2*)

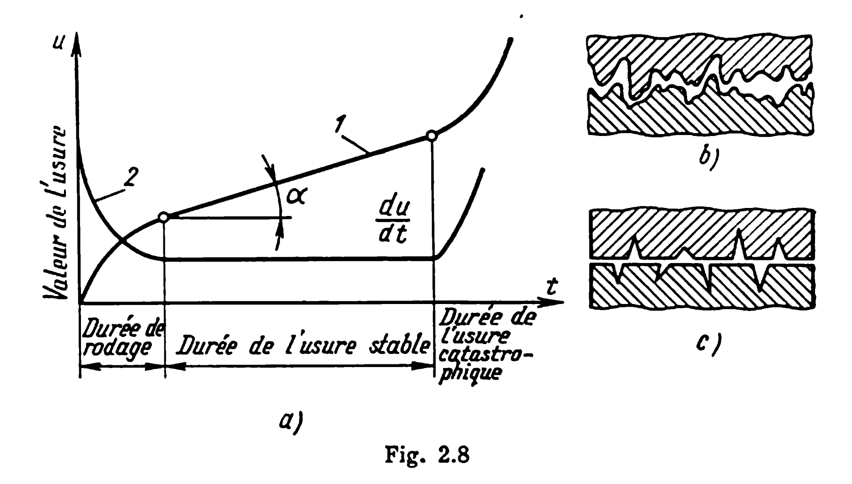


Fig. 2.8

d'un couple de frottement par lequel on entend deux surfaces mobiles conjuguées des pièces (échantillons) dans des conditions réelles de service ou d'essai. La vitesse d'usure est définie par la tangente de l'angle α compris entre la tangente à la courbe d'usure en un point quelconque et l'axe des abscisses sur lequel on porte le temps *t* de travail du couple.

La durée de service d'une pièce depuis le début de son fonctionnement jusqu'à sa mise au rebut par suite d'une usure excessive peut être divisée en trois périodes (fig. 2.8,*a*). La première est celle du *rodage*. Elle est déterminée surtout par l'accrochage de grosses crêtes (fig. 2.8,*b*) restées après l'usinage; dans ces conditions, les crêtes sont coupées ou subissent une déformation plastique qui diminue leur hauteur. Le rodage se poursuit jusqu'à ce que la largeur des aires ainsi formées devienne plus grande que celle à fond de creux (fig. 2.8,*c*).

Dans le service d'une machine, le rodage est une période très

importante. Durant cette période, son fonctionnement doit être allégé dans la plus grande mesure possible pour ne pas provoquer un échauffement excessif de la zone de frottement; sous l'effet d'un tel échauffement, le film d'huile peut brûler et les particules de métal se souder et se détacher des surfaces conjuguées.

Le rodage est suivi par la période d'*exploitation normale* définie par une usure stable. Cette période est caractérisée essentiellement par la cadence ou la vitesse de l'usure. Plus la cadence de l'usure est faible, plus la durée de service de la pièce est grande.

La troisième période, l'*usure catastrophique*, est provoquée par une augmentation inadmissible des jeux dans la conjugaison. Les jeux trop importants altèrent les conditions de graissage et contribuent à accroître l'énergie des chocs entre les surfaces actives; il en résulte l'écrouissage des surfaces et leur fragilité accrue. Pour éliminer l'usure catastrophique il convient de réaliser à temps des mesures micrométriques des pièces ou des mesures des jeux entre les pièces de l'ensemble sollicité par le frottement.

La vitesse d'usure est déterminée par de nombreux facteurs. Parmi les principaux il y a la valeur et l'allure de la charge, la vitesse du glissement, la lubrification, le refroidissement, l'activité chimique et physique du milieu, etc.

Le frottement allant de pair avec des pressions très élevées transmises par des points isolés en saillie et donc avec des températures locales importantes, la couche superficielle subit des modifications structurales et chimiques.

Lorsque la marche de l'usure est normale, ses produits ont la forme d'une poudre à grains fins; dans le cas des pressions et des vitesses de glissement excessives pour le couple considéré, d'un graissage médiocre ou d'un mauvais refroidissement, la quantité de chaleur s'accroît tellement qu'elle provoque la fusion des volumes de métal importants suivie en profondeur d'un arrachement de particules métalliques. C'est la forme d'usure la plus nocive qui porte le nom de *microgrippage* et qui conduit finalement au *grippage* rendant impossible le fonctionnement normal de l'ensemble.

Le grand nombre de facteurs qui interviennent rend malaisé l'établissement de méthodes logiques de calcul de l'usure des éléments de machines.

Une appréciation approchée de la tenue à l'usure se fait généralement en partant de la pression spécifique p, ou de la valeur proportionnelle au travail des forces de frottement pv, où v est la vitesse de glissement; les valeurs calculées de p et de pv sont comparées, respectivement, avec les valeurs admissibles $[p]$ et $[pv]$ établies en partant des données fournies par des machines qui ont fait déjà leurs preuves:

$$p \leqslant [p]; \; pv \leqslant [pv]. \tag{2.34}$$

L'usure dans les machines est atténuée par des mesures portant sur les propriétés fonctionnelles (création des conditions assurant un frottement hydraulique; choix correct des matériaux des éléments du couple conjugué, etc.), technologiques (gammes de fabrication et de consolidation, revêtements, etc.), ainsi que sur celles d'exploitation (observation des régimes de graissage, protection des surfaces de frottement contre les particules abrasives, etc.).

Pour prévenir la mise hors service de la pièce onéreuse d'un couple de frottement, celle dont le prix est inférieur se fait en matériau relativement doux et résistant à l'usure mais susceptible de ne pas provoquer l'usure rapide des surfaces conjuguées de la pièce qui coûte plus cher. Parmi les alliages antifriction on compte les babbits, les bronzes, certaines nuances de fontes, les matières plastiques.

Les tendances fonctionnelles fondamentales pour accroître la résistance des éléments de machines. Le problème de l'augmentation de la résistance des éléments de machines est de loin dominé par la forme fonctionnelle de la pièce (sa configuration). A cet effet elle doit satisfaire aux deux prescriptions essentielles suivantes:

1) la forme de la pièce doit assurer la canalisation des efforts de façon que la charge soit supportée par le plus grand volume possible de la pièce;

2) lors de la conjugaison de la pièce avec d'autres éléments de l'ensemble, sa forme doit assurer la transmission de la charge par toute la surface de contact prévue, et seulement par cette surface.

En partant de ces deux prescriptions on peut énoncer certains principes fondamentaux d'établissement des formes fonctionnelles des éléments de machines.

1. *Une pièce mise à l'étude doit être exempte de raccordements brusques, c'est-à-dire de modifications brutales de forme.*

L'observation de ce principe est capitale, car les modifications brusques des sections dans la zone de conjugaison produisent une concentration des contraintes importante qui réduit la résistance de la pièce sollicitée dans ses sections par des contraintes variables.

2. *Les formes fonctionnelles de la pièce doivent assurer autant que possible la même résistance de toutes ses sections.*

La tendance à assurer l'égale résistance de toutes les sections d'une pièce est conditionnée avant tout par des considérations d'ordre économique. Mais souvent la réalisation de telles constructions présente des difficultés notables, surtout dans le domaine technologique. C'est pourquoi les pièces d'« égale résistance » sont remplacées par celles dont la fabrication est plus facile. Les dimensions de la plupart des sections obtenues par calcul sont augmentées en supposant qu'on contribue ainsi à accroître la résistance. En d'autres termes, on communique à la pièce une forme dont le contour théorique, c'est-à-dire celui d'« égale résistance », doit s'inscrire dans le contour

4—01250

adopté. La valeur du coefficient de concentration des contraintes est définie non seulement par la forme de la courbe de raccordement, mais également par la relation entre les dimensions des sections des secteurs voisins: les changements brusques de ces dimensions augmentent sensiblement les contraintes locales.

3. *Pour uniformiser la distribution des efforts dans le volume de la pièce, il faut les orienter hors des zones de concentration des contraintes éventuelles.*

Il existe plusieurs procédés qui permettent d'améliorer la distribution des efforts dans le volume de la pièce. Parmi ces procédés une place de choix revient à ce qu'on appelle les *entailles de décharge* qui permettent d'accroître de 20 à 30 % l'endurance de la pièce.

Une variante du procédé des « entailles de décharge » consiste à réaliser près de l'entaille principale (point de concentration des contraintes, fig. 2.9,*a*), établie en partant des considérations fonctionnelles, des entailles secondaires qui modifient la direction des efforts et affaiblissent leur concentration (fig. 2.9,*b*).

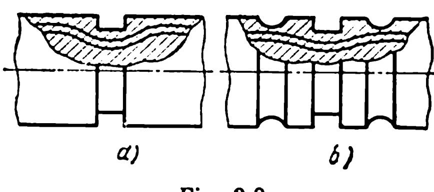


Fig. 2.9

4. *La distribution régulière de la charge sur toute la surface de contact prévue est favorisée par l'élimination des points de concentration des contraintes éventuelles.*

Il est souvent très difficile d'assurer le contact imposé des surfaces conjuguées. D'ailleurs, même lorsqu'un tel contact est réalisé, la distribution de la charge à la surface de contact reste irrégulière. Pour uniformiser cette distribution il faut concevoir des pièces dont les formes sont exemptes de zones de concentration des contraintes éventuelles.

Cette méthode est appliquée à l'étude des engrenages pour parer à la concentration des contraintes des secteurs connexes aux faces de la roue (voir fig. 15.19); en étudiant les coussinets des paliers, on prévoit un alésage elliptique ou hyperbolique alors que le tourillon reste cylindrique, etc.

RIGIDITÉ

Les qualités fonctionnelles d'une machine sont définies souvent par la *rigidité de ses ensembles et pièces*; *c'est une prescription déterminée par les limitations de la valeur de la déformation sous l'effet d'une charge extérieure.*

Pour certaines pièces, les calculs de la rigidité sont essentiels, car ils se font à partir de mouvements imposés. Parmi ces pièces il y a, par exemple, les ressorts à boudin et à lame, les éléments élastiques des appareils, etc. Dans ces conditions, le calcul de la

ligidité s'impose pour satisfaire aux spécifications de résistance de la pièce.

Il est très important dans le cas de l'étude des arbres, des paliers, des engrenages, des transmissions à vis et autres de leur assurer une rigidité suffisante. La flexion de l'arbre supérieure aux valeurs admissibles, la torsion et la flexion d'un couple d'engrenages rendent irrégulière la distribution de la charge suivant la largeur de la dent, charge qui tend alors à se concentrer près de la face de la roue. Dans des cas particulièrement défavorables, une telle distribution peut entraîner la rupture des dents.

Les portées d'un arbre fléchi sont gauchies sur les paliers : il en résulte une usure irrégulière des coussinets, leur échauffement et le grippage. Dans le cas d'un roulement non orientable, la flexion des arbres insuffisamment rigides compromet les conditions de son travail.

Quelquefois les pièces de machines ou certains de leurs éléments (dents, couronnes dentées, etc.) doivent satisfaire à des prescriptions de flexibilité définies, ce qui améliore leur endurance.

Ainsi la sécurité d'un produit peut être améliorée en choisissant la rigidité convenable des pièces et de leurs éléments. De plus, la rigidité des pièces faisant partie des ensembles dont la déformation entraîne une répartition irrégulière de la charge aux surfaces de contact doit être accrue. Quant à la rigidité des éléments des pièces, qui transmettent directement la charge, dans les zones de la surface de contact donnant lieu éventuellement à la concentration des contraintes, il faut la diminuer.

L'intérêt de la rigidité devient grand surtout lorsqu'il faut assurer la précision requise des pièces usinées. Des erreurs inadmissibles peuvent être dues à la déformation de la pièce elle-même (produite par son serrage, par exemple) ou des pièces de la machine-outil (broche, mandrin, paliers, etc.). Les refoulements élastiques dans les joints provoquent en cours d'usinage, outre les imprécisions de fabrication des pièces, les vibrations qui diminuent nettement la productivité.

Les spécifications de rigidité influent également sur le choix du matériau de la pièce. On sait que les caractéristiques mécaniques des aciers ne cessent de s'améliorer, alors que les valeurs des modules d'élasticité restent à peu près les mêmes. Il se peut que le diamètre des arbres en acier à haute résistance (établi d'après les conditions de résistance) puisse s'avérer trop petit, alors que la rigidité dépasse les valeurs admissibles. Pour cette raison on est contraint souvent d'augmenter le diamètre jusqu'à une valeur assurant la résistance de l'arbre en choisissant pour sa fabrication un acier de qualité inférieure et par conséquent moins cher.

Les calculs de rigidité s'imposent également pour l'étude des constructions hyperstatiques, car dans ce cas les conditions d'équi-

libre ne suffisent pas pour déterminer les forces et moments internes (couples de torsion et de flexion, forces normales et transversales); les conditions supplémentaires sont fournies par les équations des déplacements. La rigidité est un facteur important dans le cas de calculs de la stabilité des pièces sollicitées par des efforts de compression (pitons, vis-mères, ressorts, etc.) ou par des charges dynamiques.

Il arrive que dans les calculs de rigidité il faille tenir compte de la rigidité propre de la pièce (déformation de son volume principal) ainsi que de sa rigidité de contact (déformation des couches superficielles).

Le calcul de la rigidité propre des éléments de machines se fait d'après les formules de la « Résistance des matériaux »; souvent la rigidité propre est appréciée à l'aide du *coefficient de rigidité*, quotient du facteur sollicitation (force, moment) par la déformation qu'il provoque. Ainsi, le coefficient de rigidité du barre de section constante S et de longueur l, sollicitée par l'effort de traction F, est

$$c=\frac{F}{\lambda}=\frac{ES}{l}, \tag{2.35}$$

où λ est l'allongement de la tige;

E, le module d'élasticité longitudinale du matériau.

Le coefficient de rigidité d'un secteur d'arbre de diamètre d et de longueur l, sollicité par un moment de torsion M_t, s'écrit

$$c_t=\frac{M_t}{\theta}=\frac{GJ_t}{l}, \tag{2.36}$$

où θ est l'angle de torsion;

G, le module de cisaillement;

$J_t=\frac{\pi d^4}{32}$, le moment d'inertie polaire de la section droite de l'arbre.

La valeur inverse du coefficient de rigidité $\left(\frac{1}{c}\right)$ porte le nom de *coefficient de flexibilité*.

Les formules des coefficients de rigidité pour des schémas de calcul différents des assemblages des éléments élastiques sont données dans le tableau 2.1. Les pièces à section variable (boulon, arbre étagé, etc.) doivent être considérées comme des éléments élastiques liés successivement.

L'effet produit par la rigidité sur les corps, les bâtis, les paliers étant très malaisé à établir, le calcul précis de la rigidité des pièces même aussi simples que les arbres et les axes présente de grandes difficultés. La rigidité est appréciée en confrontant les valeurs calculées des déformations (flèches, angles de rotation, angles de torsion, etc.) avec des valeurs admissibles, établies sur la base des données fournies par des essais spécialement montés à cet effet ou

Tableau 2.1

Coefficients de rigidité

Schéma de liaison	Type de liaison des éléments élastiques	Formule du coefficient de rigidité	Note
C_1 C_2 F	Parallèle	$c = c_1 + c_2$	Les allongements des éléments 1 et 2 sont égaux
C_1 C_2 F	Successif	$c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}$	—
C_1 C_2 C_3 F	Parallèle-successif	$c = \frac{(c_1 + c_2) c_3}{c_1 + c_2 + c_3}$	Les allongements des éléments 1 et 2 sont égaux

suivant les résultats de l'étude statistique portant sur des ensembles et des constructions analogues, ayant fait leurs preuves en service. D'après les formules (2.35) et (2.36), la rigidité d'une pièce peut être modifiée par le choix judicieux des matériaux (E) ou par le choix approprié des éléments fonctionnels.

Les moyens principaux pour élever la rigidité propre par le choix des éléments fonctionnels sont les suivants:

a) diminution des bras des forces de flexion et de torsion;

b) exécution d'appuis auxiliaires;

c) utilisation des sections droites résistant à la flexion (écart maximal de la section par rapport à la fibre moyenne) et à la torsion (sections tubulaires fermées);

d) diminution de la longueur des pièces sollicitées à la traction et augmentation de la section droite.

Il est clair que pour augmenter la flexibilité des pièces, il faut prendre des mesures inverses.

La conjugaison de la majorité des pièces donne lieu à des déformations de contact importantes. Pour les pièces dont la conjugaison débute (avant l'application de la charge) par le contact en un point (cas des roulements à billes, par exemple) ou suivant une ligne (cas des roulements à rouleaux, des engrenages, etc.), les déformations de contact sont déterminées par la théorie de la résistance de contact énoncée par Hertz-Béliaev. Les déformations de contact ont lieu également lors de la conjugaison des pièces à grande surface de contact nominale (délimitée par le contour extérieur de la zone de contact), car l'allure ondulée et rugueuse des aïres en contact fait que la surface de contact réelle constitue la somme de petites aires réelles.

Les recommandations principales à observer lors de l'établissement de la construction et destinées à renforcer la rigidité de contact se réduisent surtout:

a) à améliorer la qualité d'usinage des surfaces en contact;

b) à prévoir le montage des assemblages et ensembles avec préserrage (ainsi, la pose des roulements s'opère souvent avec préserrage d'une valeur qui assure après l'application d'une charge extérieure la transmission des efforts à tous les corps de roulement);

c) à diminuer le nombre d'abouts;

d) à produire un film d'huile entre les surfaces de contact. L'augmentation de la viscosité de l'huile contribue à accroître la rigidité de contact.

TENUE AUX VIBRATIONS

Les vitesses de travail toujours accrues des machines et de leurs pièces, ainsi que l'allégement des constructions déterminé par cette tendance, contribuent souvent à la production des *vibrations* par lesquelles on comprend les *déformations périodiques aux amplitudes très faibles par rapport aux dimensions de la pièce en vibrations.* Les charges vibratoires sont particulièrement dangereuses, car dans certaines conditions elles peuvent provoquer la rupture par fatigue de la pièce.

Lorsque la fréquence des vibrations propres de la machine ou de ses pièces se confond avec celle des variations des forces périodiques extérieures qui les ont provoquées, on observe alors le phénomène de *résonance* qui accroît brusquement l'amplitude des vibrations et conduit parfois à la rupture.

La vibration des broches des machines-outils et des pièces qui leur sont associées altère la qualité des surfaces façonnées; d'autre part, elle peut se traduire par l'émoussage rapide des outils de coupe et même par leur rupture.

Les vibrations des pièces de transmissions par engrenages (roues, arbres, carters des réducteurs, etc.) engendrent du bruit; ce bruit est dû à l'élasticité des pièces et de leurs éléments (dents des roues, parois des carters, etc.), aux défauts périodiques des surfaces actives des dents, aux variations de la déformation des dents et des forces de frottement au sein de la transmission.

Il existe des moyens très variés pour lutter contre les vibrations dont l'amplitude devient dangereuse pour certaines parties d'un système élastique. Les plus naturels sont ceux qui consistent à éliminer les forces extérieures susceptibles de produire des vibrations dangereuses. Pourtant, la possibilité de mettre à profit ce principe est très limitée. On parvient souvent à résoudre le problème en modifiant les propriétés dynamiques du système, c'est-à-dire en modifiant les moments d'inertie des masses et la flexibilité des assemblages.

Lorsqu'on n'arrive pas à obtenir par ce moyen les résultats escomptés, on adjoint au système des appareils spéciaux (amortisseurs de vibrations ou dampers).

ÉCHAUFFEMENT

Le fonctionnement normal de nombreuses machines n'est possible qu'à la condition de maintenir le régime thermique imposé à leurs pièces et ensembles en service. Ces spécifications sont prévues lorsque la marche de la machine donne lieu à des pertes de puissance importantes par suite du frottement, qui entraînent un dégagement de chaleur élevé, ou lorsque le milieu est susceptible de changement de température.

En mécanique générale, les calculs thermiques s'effectuent pour définir la température d'échauffement (ou de refroidissement) des pièces et rechercher les moyens pour la réduire aux valeurs admissibles. Si les limites admissibles ne sont pas observées (les normes sont établies empiriquement), on peut provoquer des déformations thermiques qui compromettent au sein d'une machine ou d'un ensemble l'interaction des pièces en faisant intervenir des contraintes supplémentaires (thermiques), des perturbations des conditions normales de graissage (modification des jeux et de la viscosité du lubrifiant susceptible d'amener le grippage des surfaces en contact) et d'autres phénomènes inadmissibles.

Ces facteurs jouent notamment un rôle essentiel dans le calcul de la résistance des assemblages filetés, lorsqu'il faut apprécier correctement les contraintes en fonction des variations de la température du milieu.

Il est fréquent que le régime thermique de certaines transmissions (surtout à friction, à vis sans fin, etc.), des manchons et d'autres

organes restreint leur aptitude au fonctionnement, impose la construction et les dimensions des éléments et guide le choix des matériaux, des prescriptions de graissage, etc. Il est d'usage de réduire ces calculs à l'établissement du bilan thermique susceptible de définir l'équilibre entre la quantité de chaleur dégagée par la machine en fonctionnement et celle de la chaleur évacuée.

Ainsi, lorsque la puissance P en kW absorbée par une transmission est transformée en chaleur Q:

$$Q = \frac{102}{427} 3600P = 860P \text{ kcal/h}, \tag{2.37}$$

la surface de refroidissement S_m, nécessaire pour évacuer la chaleur à partir d'une transmission sous carter travaillant dans l'huile à un régime thermique stable, est définie par les conditions d'un bilan thermique

$$Q \leqslant S_m k_m (t_1 - t_2), \tag{2.38}$$

où k_m est le coefficient de transmission de chaleur en kcal/m²·h·degrés (k_m est choisi entre 7,5 et 15 suivant la vitesse de l'air qui baigne le carter de la transmission);

t_1, la température d'huile (température admissible variant de 75 à 85 °C);

t_2, la température du milieu ambiant.

Pour satisfaire à la condition (2.38) on est conduit parfois à augmenter la surface de refroidissement du carter (avec des ailettes, par exemple), à appliquer le soufflage par ventilateur des surfaces trop échauffées, etc.

L'étude des pièces fonctionnant aux températures élevées impose des calculs spéciaux, car dans ces conditions le comportement des métaux sous charge se distingue de celui à température ordinaire. Les températures élevées et très élevées rendent les phénomènes de fluage des métaux et de relaxation des contraintes particulièrement importants.

Le *fluage* est la propriété du métal de subir une déformation plastique lente et continue sous l'effet d'une contrainte constante.

Ce phénomène est défini quantitativement par la *limite de fluage* qui est la contrainte maximale de longue durée pour laquelle la déformation de fluage pendant une période de temps déterminée ne dépasse pas une valeur donnée.

La *relaxation* est l'amortissement spontané d'une contrainte au sein d'une pièce dont la déformation imposée reste constante. Les phénomènes de relaxation sont observés dans les boulonnages des brides (diminution de la contrainte de serrage, la valeur de la déformation du boulon restant constante), dans les assemblages à serrage des disques de turbine avec l'arbre (diminution spontanée des contraintes d'ajustement), etc.

CHAPITRE 3

Choix des matériaux

MATÉRIAUX PRINCIPAUX ET LEURS CARACTÉRISTIQUES

Le choix du matériau est un élément important d'établissement des pièces. Pour le mener à bien, il faut connaître les propriétés de divers matériaux et les spécifications qui leur sont imposées par les conditions de service et de fabrication de la pièce considérée.

La construction mécanique utilise des aciers, fontes, alliages des métaux non ferreux, céramiques, matériaux non métalliques. La composition et les propriétés (en état de livraison) de presque tous les matériaux mis en œuvre par les industries mécaniques sont homologuées par les normes soviétiques. Les propriétés que les matériaux acquièrent par suite des traitements thermiques, thermo-chimiques et de l'usinage sont décrites dans les ouvrages de référence.

La composition chimique, les propriétés et les modes de façonnage des matériaux essentiels employés pour la fabrication des machines font l'objet de la théorie des métaux, de la technologie des métaux et de la technologie de la construction mécanique.

Les spécifications d'ordre général imposées aux matériaux des pièces par les conditions de leur fonctionnement dans les machines ont été exposées dans ce qui précède (ch. 1). Des spécifications particulières concernant la construction et le calcul des éléments de machines sont exposées dans ce qui suit.

A tous les stades de son évolution, la construction mécanique contribuait à la création de nouvelles matières dont les propriétés étaient susceptibles de favoriser son essor continu. Ainsi, le développement de la construction aéronautique a défini l'élaboration des alliages légers à haute résistance, celui des moteurs à réaction, l'élaboration des alliages réfractaires, etc. L'apparition de nouveaux matériaux s'accompagne du perfectionnement incessant des matières existantes. Ainsi, la charge de rupture à la traction des aciers de construction, qui atteignait autrefois 60 kgf/mm^2 à peine, a triplé (180 kgf/mm^2) par l'application des traitements thermiques et l'addition des éléments d'alliage variés *. La résistance des fontes s'est améliorée encore plus rapidement. Il y a cinquante ans, la charge de rupture à la traction des fontes utilisées comme matières d'œuvre ne dépassait pas 10 à 15 kgf/mm^2; actuellement, grâce à l'efficacité des modes d'alliage et d'inoculation, la charge de rupture des fontes atteint 80 kgf/mm^2 et plus, ayant multiplié sa valeur par cinq ou

* Il existe des nuances expérimentales dont la charge de rupture à la traction $\sigma_{ttr} \approx 240$ kgf/mm^2.

huit. La résistance élevée des fontes inoculées ainsi que des fontes à graphite sphéroïdal dans une structure coulée, qui s'allie avec les avantages conservés d'une fonte courante (résilience cyclique importante, limite de fatigue élevée, absence de susceptibilité à l'entaille, bonne aptitude au moulage ainsi qu'un prix bas), place la fonte parmi les matériaux ayant une très grande valeur en construction mécanique. Actuellement, on l'utilise même pour la fabrication des vilebrequins qui ne se faisaient autrefois qu'en acier.

Ce sont autant d'exemples qui témoignent du *caractère provisoire* des prescriptions sur le choix de telles ou telles nuances de matériaux pour la fabrication de telles ou telles pièces. La révision de ces prescriptions est impérative, elle doit se faire compte tenu des matériaux nouveaux et des dernières réalisations dans le domaine de l'amélioration des propriétés des matériaux existants *. Ces 15 ou 20 dernières années d'évolution en construction mécanique ne fournissent presque pas d'autres exemples d'essor aussi rapide que celui des matériaux nouveaux.

Sur la liste des matériaux de construction mécanique nouveaux, les *matières plastiques* tiennent une place particulière. On donne ce nom à des matériaux non métalliques fabriqués sur la base de polymères naturels ou synthétiques et transformés en produits essentiellement par les méthodes de déformations plastiques.

Les matières plastiques sont constituées en principe de deux composants, résine (liant) et matière de charge. On dit matière *thermodurcissable ou thermoplastique* suivant le comportement du liant pendant l'échauffement. Les matières thermodurcissables sont celles qui sous l'effet de l'échauffement et de la compression subissent le phénomène irréversible de passage à l'état infusible et insoluble. Les matières thermoplastiques sont susceptibles de fusion à l'échauffement et de durcissement au refroidissement; pour ces dernières ce phénomène est réversible; ces matières peuvent donc subir les transformations répétées.

Le liant ou la résine est le composant essentiel qui définit toutes les propriétés principales d'une matière plastique, et notamment, ses caractéristiques physiques et mécaniques, chimiques, diélectriques, etc.

Les matières de charge ou charge tout court déterminent l'aptitude à la compression (fluidité, retrait), la tenue à la chaleur, les conditions de la transformation de la matière en produit (pression unitaire, température de pressions et la résistance mécanique des produits finis. Les charges peuvent être d'origine organique (farine de bois, tissus, papiers, fibres synthétiques et végétales, etc.) et minérale (amiante, talc, kaolin, mica, fibres de verre, etc.).

On ajoute également aux matières plastiques des plastifiants, pour améliorer l'élasticité du produit et rendre plus aisés le laminage et la compression, et des colorants pour lui conférer la couleur désirée.

Les matières plastiques sont des matériaux de construction particuliers dont l'importance et le champ d'application ne cessent de croître. D'après les propriétés mécaniques essentielles et les domaines d'utilisation on distingue

* Ces dernières années, l'utilisation des alliages de titane s'étend toujours plus; il apparaît que ce sont des alliages d'avenir; leur résistance est 2 à 3 fois supérieure à celle des alliages d'aluminium, et 5 fois à celle des alliages de magnésium, elle dépasse même celle de certains aciers alliés. Le titane est 2 fois plus léger que l'acier et sa tenue à la corrosion est plus grande que celle de l'acier inoxydable.

les matières plastiques rigides et non rigides (décoratives, isolantes, etc.). Parmi les plastiques rigides on distingue à leur tour les matières de construction, de friction et d'antifriction.

La charge de rupture à la traction des plastiques de construction à faible résistance est $\sigma_{ttr} = 500$ kgf/cm², à la flexion $\sigma_{tf} = 800$ kgf/cm². On y rapporte les polystyrènes, les phénoplastes, les phénolithes, les aminoplastes, etc.

Parmi les plastiques à résistance moyenne on trouve les matières dont le liant est constitué de papier (hetinax), de tissu de coton (textolite), de placage de bois (lignofol). Leurs caractéristiques sont $\sigma_{ttr} \approx 3000$ kgf/cm² et $\sigma_{tf} \approx 2800$ kgf/cm². Les plastiques stratifiés sont anisotropes. Il faut en tenir compte lors de l'établissement de projets car les sollicitations orientées dans le sens de la stratification ou du cisaillement des couches sont à proscrire.

Les matières plastiques à résistance élevée sont constituées de matériaux armés de fibres de verre organique. Leur résistance à la traction $\sigma_{ttr} \approx 4000$ kgf/cm² et à la flexion $\sigma_{tf} \approx 1200$ à 1600 kgf/cm². Ces plastiques sont employés pour la fabrication des tubes, des réservoirs, des carrosseries d'automobiles, etc.

Les contraintes admissibles pour les différentes matières plastiques sont choisies en fonction de leur charge de rupture à la déformation correspondante. Le coefficient de sécurité à la traction-compression doit varier du double au quadruple de la charge de rupture minimale à la traction-compression de la matière plastique considérée, et celui à la flexion statique doit correspondre au moins au quadruple de la charge de rupture minimale à la flexion. Les contraintes admissibles de cisaillement sont adoptées en partant de la charge de rupture à la compression dans le plan perpendiculaire au plan de pression, avec un coefficient de sécurité égal à 10, soit sur la base d'essais de cisaillement avec un coefficient de sécurité égal à 3.

Pour augmenter la résistance d'une matière plastique, on la coule dans certains cas sur une carcasse métallique (tamis, bandes). Les pièces consolidées de cette manière sont capables de résister à des charges importantes.

Le choix de la matière constitutive des éléments de machines étudiés est guidé par les considérations suivantes:

1) fonctionnelle: le matériau doit satisfaire aux spécifications imposées par le fonctionnement de la pièce dans la machine;

2) technologique: le matériau doit satisfaire aux spécifications imposées par une quantité minimale de travail nécessaire pour la fabrication de la pièce;

3) économique: le matériau doit présenter des avantages quant au prix de revient total de la pièce, comportant, outre le coût du matériau et les frais de fabrication, les frais relatifs à l'exploitation des machines pour lesquelles ces pièces sont prévues.

Le choix correct de la matière d'œuvre d'une pièce, compte tenu de toutes ces considérations, est un problème très ardu sur le plan technique et économique. Sa solution est rendue encore plus difficile par le fait que la forme et les dimensions de la pièce changent en fonction des propriétés mécaniques et de l'aptitude à la transformation du matériau considéré.

Ainsi, une poulie de 100 mm de diamètre prévue pour $n = 5000$ tr/mn peut être fabriquée en fonte ou en alliage d'aluminium. Lequel de ces deux matériaux faut-il choisir? Pour assurer la vitesse requise, l'équilibrage de la poulie impose son façonnage à la

meule. La vitesse de coupe d'un alliage d'aluminium étant de 8 à 10 fois plus grande que celle de la fonte, la diminution du prix de tournage et des frais généraux qui lui sont associés, compense non seulement le double prix du matériau, mais encore réduit de 25 % le prix de livraison de la poulie en aluminium par rapport à celui d'une poulie en fonte. Il est donc plus avantageux d'opter pour un alliage d'aluminium.

En règle générale, le choix correct du matériau n'est possible que si l'on confronte plusieurs variantes. On procède ainsi, notamment, dans le cas de pièces importantes, lorsque le choix du matériau d'une pièce détermine la conception d'un ensemble complexe, son poids, son encombrement et son prix.

Il arrive que le choix du matériau soit rendu plus aisé par un système de coefficients définissant non pas une caractéristique prise isolément (la résistance, l'endurance ou la rigidité, par exemple), mais tout un ensemble de propriétés. La structure de ces coefficients change en fonction des impératifs définis par la construction, par exemple, ceux d'un prix minimal, ou d'un poids minimal de la pièce, la résistance, l'endurance, la rigidité de celle-ci, etc., étant données. Les coefficients les plus usités sont liés au poids de la pièce, car pour de nombreuses machines c'est là un facteur capital qui définit l'efficacité de la construction; par ailleurs, le poids ainsi que le prix de l'unité de poids du matériau renseignent sur le volume de métal et le prix des matériaux nécessaires pour réaliser la construction ; quel que soit le cas, ces deux facteurs jouent toujours un rôle important.

Dans ce qui suit nous donnons la justification de ces facteurs pour quelques cas parmi les plus importants.

APPRÉCIATION COMPARATIVE DU POIDS

Soit une barre de longueur L soumise à la traction par la force F, le poids spécifique du matériau étant p, la charge de rupture à la traction σ_{ttr} et le coefficient de sécurité n. La section droite de la barre S, son volume V et son poids P se calculent à l'aide des formules suivantes:

$$S=\frac{F}{[\sigma]_{ttr}}=\frac{nF}{\sigma_{ttr}}; \quad V=SL=\frac{nFL}{\sigma_{ttr}}; \quad P=Vp=nFL\frac{p}{\sigma_{ttr}}.$$

Donc, pour les mêmes L, F et n la relation entre les poids de deux barres de différents matériaux (p', σ'_{ttr} et p'', σ''_{ttr}) s'écrit:

$$\frac{P'}{P''}=\frac{\sigma''_{ttr}}{p''}:\frac{\sigma'_{ttr}}{p'}. \tag{3.1}$$

Ainsi, le poids des barres d'égale résistance (à la traction) est inversement proportionnel au quotient σ_{ttr}/p. Plus cette relation

est grande, plus le matériau considéré est avantageux quant à son poids. L'expression σ_{ttr}/p porte le nom de *résistance unitaire*. C'est un des critères essentiels de la qualité du matériau de construction dont le poids joue un rôle particulièrement important.

Si le calcul se fait à partir de la limite de fatigue σ_{-1tr}, des considérations analogues permettent de démontrer que l'avantage de l'utilisation du matériau est défini par le rapport σ_{-1tr}/p qui porte le nom d'*endurance unitaire* du matériau.

Pour la flexion et la torsion des barres de sections à géométrie identique, les relations obtenues s'écrivent d'une autre manière:

$$\text{pour la flexion } \frac{P'}{P''}=\frac{\sigma_{tf}''^{2/3}}{p''}:\frac{\sigma_{tf}'^{2/3}}{p'};$$
$$\text{pour la torsion } \frac{P'}{P''}=\frac{\tau_t''^{2/3}}{p''}:\frac{\tau_t'^{2/3}}{p'}. \tag{3.2}$$

Pour ce qui est du poids, la qualité d'un matériau sollicité à la flexion ou à la torsion est définie par les relations respectives $\sigma_{tf}^{2/3}/p$ et $\tau_t^{2/3}/p$.

La comparaison des expressions (3.1) et (3.2) montr e que la résistance intervient moins sur l'économie de poids dans le cas de la flexion et de la torsion que dans celui de la traction, car le moment de résistance devient beaucoup plus petit à mesure que les sections diminuent. On conçoit également que l'expression (3.2) n'est valable que dans le cas d'une similitude géométrique des sections des barres.

Nous avons déjà dit que la rigidité a une grande importance pour de nombreuses pièces.

Dans le cas de la traction (ou de la compression), les poids des barres d'égale rigidité, c'est-à-dire de celles dont les relations F/p sont égales, sont liés par l'expression

$$\frac{P'}{P''}=\frac{p'S'}{p''S''}=\frac{E''}{p''}:\frac{E'}{p'}. \tag{3.3}$$

Le quotient E/p qui définit la qualité des matériaux des pièces, devant satisfaire surtout aux spécifications de rigidité, s'appelle *rigidité unitaire*. Le module d'élasticité longitudinale des aciers variant dans les limites très étroites ($2{,}0\cdot10^6$ à $2{,}2\cdot10^6$ kgf/cm^2), il n'y a aucune raison d'utiliser les aciers alliés, par exemple, pour la fabrication des pièces dont la rigidité joue un rôle prépondérant. Parmi les matériaux utilisés en construction mécanique, le module d'élasticité est maximal pour les alliages durs ($5\cdot10^6$ à $6\cdot10^6$ kgf/cm^2).

L'aptitude du matériau à résister aux sollicitations dynamiques est définie par la déformation élastique de la pièce. Sur la courbe de traction, ce travail rapporté au volume unitaire de la barre se traduit approximativement par la surface du triangle rectangle dont la hauteur est la limite de proportionnalité σ_{pr} et la base, la défor-

Tableau 3.1

Résistance et rigidité unitaires de certains matériaux

Matériau	Nuance	Poids spécifique $p \cdot 10^3$, kgf/cm³	Module d'élasticité longitudinale $E \cdot 10^{-5}$, kgf/cm²	Charge de rupture à la traction σ_{ttr}, kgf/cm²	Résistance unitaire		Rigidité unitaire à la traction, $E/p \cdot 10^{-8}$	Résistance unitaire, $\frac{\sigma_{pr}^3}{Ep}$
					à la traction, $\sigma_{ttr}/p \cdot 10^{-5}$	à la flexion, $\sigma_{tf}^{2/3}/p \cdot 10^{-4}$		
Aciers :								
à faible carbone	20	7,8	21	4 000	5,1	3,2	2,7	410
à carbone moyen	45	7,8	21	6 000	7,6	4,2	2,7	1 070
allié	40X	7,8	21	10 000	12,7	6,0	2,7	3 900
. . . .	30ХГСА	7,8	21	16 000	20,4	8,1	2,7	7 800
Fontes :								
grise	СЧ 21-40	7,2	10	2 100	2,9	3,5	1,4	220
à haute résistance	ВЧ 40-10	7,2	15	4 000	5,5	5,1	2,1	530
Duralumin . . .	Д6Т	2,8	7,5	4 200	14,7	9,14	2,6	3 300
Alliage de magnésium	МЛ4	1,8	4,3	2 400	13,4	9,8	2,4	1 850
Pin	—	0,5	1,1	830	16,0	14,4	2,2	3 600
Textolite	ЛТ	1,3	1,0	850	6,5	10,0	0,8	1 600

mation relative de la pièce au moment où le matériau atteint cette limite ($e = \sigma_{pr}/E$). Le travail de la déformation élastique par unité de volume de la barre (surface du triangle) est égal à

$$\Delta = \frac{1}{2}\sigma_{pr} \cdot e = \sigma_{pr}^2/2E.$$

Les sections S' et S'' des deux barres d'égale résistance au choc en matériaux différents de sections géométriquement semblables et de même longueur sont inversement proportionnelles au rapport σ_{pr}^2/E alors que les poids des barres vérifient la relation

$$\frac{P'}{P''} = \frac{\sigma_{pr}''^2}{E''p''} : \frac{\sigma_{pr}'^2}{E'p'} . \qquad (3.4)$$

Le facteur σ_{pr}^2/Ep est la *résistance au choc unitaire* ou la *résilience unitaire* qui définit le poids le plus avantageux des barres d'égale résistance au choc en matériaux différents.

En procédant de la même manière on peut obtenir d'autres caractéristiques du matériau (volume, prix, susceptibilité aux variations des températures, aux influences de la centrifugation, etc.).

Le tableau 3.1 indique à titre comparatif les valeurs de la résistance et de la rigidité unitaires de certains matériaux *.

LE PRINCIPE DE « QUALITÉ LOCALE »

Il est fréquent que les surfaces et les volumes d'une même pièce doivent satisfaire aux spécifications les plus variées: friction ou antifriction, tenue à l'usure, résistance volumique ou de contact, rigidité ou flexibilité, tenue à la corrosion, conductibilité thermique, aptitude d'amortissement, etc.

La différence entre les spécifications est déterminée par les conditions de fonctionnement des parties correspondantes de la pièce.

En général, dans beaucoup de cas, il est impossible de choisir un matériau susceptible de satisfaire en même temps à toutes les prescriptions imposées, et si tel matériau existe, le plus souvent il est très cher. Lorsque les conditions de service des pièces ne sont pas aussi sévères, on peut opter pour un compromis en choisissant des matériaux ne satisfaisant que partiellement à tous les impératifs. Cependant, pour résoudre le problème d'une manière avantageuse et efficace, on fait appel au procédé dit de « *qualité locale* ». Pour l'expliquer, le mieux est de l'illustrer par des exemples concrets.

---

* Les matériaux d'aviation modernes (sauf les matières plastiques) à température ordinaire se rangent dans l'ordre suivant d'après la résistance unitaire: alliages de titane, acier spécial (Cr, Mn, Mo), alliages d'aluminium (Zn, Mg); d'après la rigidité unitaire: aciers, alliages d'aluminium, alliages de titane, la différence entre ces matériaux étant très faible; d'après l'endurance unitaire: alliages de titane, aciers, alliages d'aluminium.

1. Les aubes de turbines hydrauliques doivent satisfaire aux spécifications de résistance ainsi qu'à celles de la tenue à la corrosion. A cet effet, les aubes de grosses turbines à aubes réglables se faisaient en acier inoxydable onéreux et se prêtant mal à la transformation. Or, d'autres solutions sont également possibles. En effet, la prescription de la tenue à la corrosion n'est imposée qu'aux surfaces des aubes; celles-ci ne doivent donc pas être prises nécessairement dans une masse d'acier inoxydable, on peut les fabriquer en acier au carbone ou allié peu cher et revêtir de tôles minces en acier inoxydable. Pour donner une idée de l'économie ainsi enregistrée, il suffit de dire que chacune des aubes d'une des turbines de la centrale hydroélectrique de Kouïbychev pèse 18 t et que chaque turbine a 6 aubes.

2. Les surfaces de frottement des manchons de friction doivent répondre à de nombreuses prescriptions (voir p. 443). Il n'existe pas de matériau homogène qui puisse les satisfaire toutes. Les cermets conviennent le mieux à cet effet. Voici la composition approchée de la charge pour le frittage de cermets de friction à base de cuivre: cuivre 60 à 70 % ; fer 5 à 10 % ; plomb 5 à 15 % ; étain 5 à 15 % ; corindon, quartz et autres abrasifs 2,5 à 7 %. Le rôle de chacun de ces composants est le suivant:

a) le cuivre favorise une bonne évacuation de la chaleur sans imposer de pressions de frittage importantes;

b) le fer et les abrasifs servent à élever le coefficient de frottement;

c) le plomb en fondant crée un mince film qui joue le rôle de lubrifiant protégeant les surfaces actives contre les entailles.

Les cermets de friction sont très fragiles. On les applique donc par brasage en une couche mince de l'ordre de 0,2 mm sur un support rigide en acier ou en fonte.

La combinaison artificielle de composants variés permet ainsi d'obtenir une pièce dont tous les points possèdent les propriétés imposées.

3. Ces dernières années, malgré l'accroissement des charges transmises par engrenages, on a réussi dans de nombreux cas de remplacer les aciers à haute teneur en éléments d'alliage employés pour la fabrication des engrenages par des aciers au carbone ou faiblement alliés. C'est une évolution logique, car le corps d'une roue dentée qui consomme la masse essentielle de métal ne subit que des contraintes infimes; ce sont les dents qui sont les éléments les plus éprouvés. Elles doivent satisfaire aux prescriptions rigoureuses de tenue à l'usure et de résistance de contact des surfaces actives, de haute limite de fatigue à la flexion. La tenue à l'usure est assurée par la *trempe* du profil actif des dents par haute fréquence, et la résistance de contact est accrue par la *consolidation* de la surface du pied de la dent en produisant à cet endroit, par écrouissage, des contraintes de compression résiduelles.

Ainsi, là également l'effet nécessaire est obtenu par la *modification locale* dans le sens voulu des propriétés et de l'état du matériau de la pièce.

4. Les paliers de vilebrequin des moteurs à piston des automobiles appartiennent au nombre de pièces les plus fortement chargées qui limitent souvent la poussée des moteurs. Voici l'évolution et le perfectionnement qu'ont subis les coussinets de ces paliers.

Au départ, les coussinets étaient en bronze à l'étain, considéré à l'époque comme une des meilleures antifrictions connues.

Après l'apparition des babbits, alliages spéciaux pour coussinets dont les propriétés antifriction sont plus élevées que celles du bronze, on les utilise surtout pour revêtement de la surface active des coussinets en bronze.

Le rôle du bronze devenu secondaire puisqu'il ne devait plus servir que de « support » au babbit, on le remplaça par des tôles

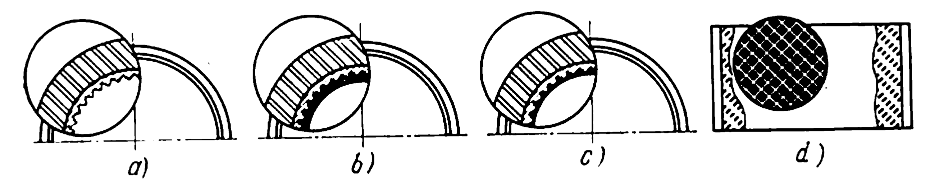


Fig. 3.1

d'acier, en réalisant ainsi le passage important aux coussinets minces. Pour améliorer l'adhésion du babbit à l'acier, ce dernier était revêtu au préalable de cuivre par galvanisation.

Les babbits qui sont de très bons antifrictions pour de petites et moyennes charges, ne résistent pas aux températures et aux pressions élevées par suite de leurs faibles limites d'écoulement et de fatigue qui, en plus, baissent rapidement avec l'augmentation de la température. Il a fallu donc remplacer les babbits par du bronze au plomb, régulé sur des coussinets d'acier.

Les qualités antifriction du bronze au plomb sont de beaucoup inférieures à celles du babbit, surtout par suite d'une forte dureté et d'une affinité médiocre avec l'huile. Les pressions unitaires et les vitesses allant toujours en augmentant, on a vu apparaître des coussinets « quadrillés » réalisés de la façon suivante: l'acier est régulé d'une couche intermédiaire de bronze au plomb, après quoi on effectue le moletage qui laisse des sillons à la surface du bronze (fig. 3.1). La surface ainsi moletée (fig. 3.1,*a*) est régulée de babbit au plomb (fig. 3.1,*b*) puis usinée (fig. 3.1,*c*-section, *d*-surface). Les sillons ainsi comblés de babbit constituent 25 à 60 % de la surface active globale du palier: l'épaisseur de la couche de babbit est d'environ 0,5 mm. Lorsque le coussinet doit travailler dans des conditions de

températures élevées, la tenue à chaud de la couche extérieure est améliorée par l'indium.

Ainsi, la construction des coussinets a évolué depuis la pièce pleine en bronze de 5 mm d'épaisseur jusqu'au coussinet trimétal quadrillé dont l'épaisseur n'est que de 2 mm. Dans ce corps aussi mince, le rôle des couches de chaque métal est rigoureusement déterminé.

Les exemples peuvent être multipliés à volonté. La partie active de l'outil qui auparavant faisait bloc avec le corps, se fait actuellement en forme de plaquettes en aciers rapides, cermets ou carbures métalliques rapportées sur le corps soit par un procédé mécanique, soit par brasage; les glissières des machines autrefois en fonte, puis en acier, sont exécutées aujourd'hui en matière plastique ou en fonte à surface trempée. Tous ces exemples sont autant d'illustrations du principe de la « qualité locale ».

Les moyens très variés de la technologie moderne d'usinage des métaux, et notamment, les divers modes de revêtement, de traitement thermique et thermo-chimique, de la consolidation mécanique par la création artificielle des contraintes résiduelles ouvrent des possibilités particulièrement vastes pour perfectionner la construction des pièces dans le but de conférer les propriétés imposées à chacune de leurs sections et en chaque point de leurs surfaces.

Parmi les procédés cités, la plupart concerne le traitement des surfaces. Il en est ainsi parce que toutes les altérations et ruptures, depuis la corrosion jusqu'à la fissure de fatigue, s'amorcent à la surface des pièces pour se propager ensuite en profondeur sur toute la section ou sur sa plus grande partie. Il est donc normal qu'en construction mécanique les efforts des ingénieurs soient centrés sur la protection, la consolidation et en général la modification des propriétés des couches superficielles.

Le développement du principe de qualité locale a conduit à l'apparition d'une nouvelle classe de matériaux : *matériaux combinés* (composés, plaqués, armés, etc.) auxquels appartient l'avenir.

Dès à présent déjà les matériaux combinés doubles (métal-métal ou métal-matière non métallique) sont fabriqués à une grande échelle. Le placage d'un matériau par un autre est largement utilisé pour augmenter la tenue à la corrosion et diminuer le débit de certains matériaux onéreux. Les tôles combinées peuvent s'obtenir par quatre procédés: soudage, brasage, collage et métallisation à partir d'une fusion. Le soudage combiné au laminage permet de réunir des aciers austénitiques inoxydables aux aciers à carbone. Le brasage, le mode le moins coûteux d'assemblage des tôles en matériaux combinés, n'est pratiquement applicable qu'à certains métaux, tels que le plomb, le cuivre, le laiton et l'acier inoxydable. Le collage s'emploie pour l'obtention de toutes les combinaisons des matériaux précités.

La conception rationnelle des éléments de machines est impossible sans la connaissance des modes d'usinage mentionnés dans ce qui précède.

DIMINUTION DE LA NOMENCLATURE DES MATÉRIAUX UTILISÉS

En procédant au choix des matériaux prévus pour la fabrication des pièces de la machine étudiée, il faut se guider, entre autres, par les considérations des difficultés d'approvisionnement et d'élaboration définies par une nomenclature trop grande de matériaux; il faut donc la réduire au possible. La limitation du nombre des nuances d'acier et d'autres matériaux utilisés pour la fabrication des éléments de machines par une entreprise présente plusieurs avantages:

a) la diminution du nombre de nuances et de matériaux variés rend plus aisé et moins cher l'approvisionnement en matériaux, car le volume des commandes augmente et les matériaux peuvent être acheminés par les usines métallurgiques directement au destinataire, sans prévoir de rechargements intermédiaires;

b) la diminution du nombre de nuances simplifie le stockage et la comptabilité tout en diminuant l'aire de stockage nécessaire;

c) le personnel assimile plus aisément les gammes d'usinage les plus rationnelles; le gain est important surtout pour les ateliers de traitement thermique;

d) la diminution du nombre de nuances réduit le rebut éventuel par suite d'utilisation d'un matériau mal choisi ou d'un traitement thermique impropre.

Les matériaux utilisés par une entreprise sont limités en pratique par des spécifications spécialement dressées et l'interdiction formelle d'utiliser sans nécessité pressante des matériaux qui n'y figurent pas *.

CHAPITRE 4

Normalisation des éléments des machines

La *normalisation* est l'établissement de normes homologuées faisant force de loi, qui déterminent impérativement les types, paramètres (dimensions, notamment), caractéristiques qualitatives de produits. La normalisation réduit donc le nombre de types,

* La nomenclature des aciers fabriqués est très grande: en U.R.S.S. elle compte près de 280 nuances, aux Etats-Unis, 200; en Italie, 140.

dimensions, etc. de la production correspondante à un certain nombre de prototypes. Dans cette définition il convient de distinguer deux termes dont a) l'élaboration des prototypes, c'est-à-dire l'établissement des propriétés que doit posséder l'objet considéré, et b) la limitation du nombre de ces objets, processus et procédés à un minimum rationnel.

La notion de normalisation est intimement liée à celle de *standardisation* et d'*unification*.

La *standardisation* est une normalisation réalisée à l'échelle d'une branche industrielle ou d'une entreprise.

L'*unification* est la réduction du nombre excessif des dimensions types et des nuances des produits (ainsi que de leurs caractéristiques et méthodes d'essai) et l'utilisation dans les constructions nouvelles de pièces et d'ensembles appartenant à des machines déjà étudiées ayant fait leurs preuves. Les produits unifiés ainsi utilisés ne réclament aucune modification. L'unification peut s'appliquer aux objets normalisés ou non.

Le rôle de la normalisation est capital pour l'industrie actuelle, et surtout pour la construction mécanique. Dans aucune autre branche industrielle il n'existe une telle variété de dimensions types, définie par la nécessité de fabriquer parfois des produits uniques (grosses machines-outils, presses), et dans d'autres cas des produits par millions (machines à coudre), une nomenclature aussi riche de matériaux, une telle diversité des modes de fabrication. C'est seulement la normalisation, ainsi que la standardisation et l'unification qui permettent d'assurer une fabrication relativement rapide et économique de toutes les machines nécessaires, malgré leur diversité.

Voici les considérations qui déterminent l'intérêt de la normalisation :

1. La réduction du grand nombre de types et de dimensions des pièces similaires à un nombre rationnel mais limité permet de réaliser une production sérielle des pièces normalisées par les procédés les plus perfectionnés. Dans ces conditions, la quantité de travail nécessaire pour leur fabrication, le débit des matériaux et finalement leur prix diminuent fortement.

2. La normalisation des cahiers des charges et des modes d'essai des éléments de machines contribue à améliorer leurs qualités, à élever leur aptitude au fonctionnement et leur longévité.

3. L'utilisation des pièces et surtout des ensembles normalisés réduit les délais et la quantité de travail nécessaires pour lancer la fabrication d'une nouvelle machine, puisqu'il n'est plus besoin d'étudier, de fabriquer et de mettre au point ces éléments.

4. La normalisation rend plus aisée l'exploitation des machines, en simplifiant considérablement leur entretien et en réduisant le prix et la difficulté des réparations même au sein des entreprises non spécialisées, car les pièces normalisées défectueuses (vis, cla-

vettes, paliers, courroies, etc.) peuvent être facilement remplacées par celles de rechange stockées au magasin.

Dans le domaine des éléments de machines, la normalisation concerne toutes les dimensions de toutes les pièces de fixation fabriquées en série; les éléments des transmissions par engrenages, vis sans fin, vis et écrou; les diamètres des arbres; les paramètres principaux, les cahiers des charges et les modes d'essai des roulements, des courroies et des chaînes de transmission, ainsi que les dimensions principales des poulies et des roues dentées qui leur sont associées; la robinetterie et le matériel de raccordement des tuyauteries; les dimensions de certains types de manchons, etc.

Le rôle important de la normalisation pour l'économie nationale impose à un ingénieur d'étude l'usage des normes homologuées, mais aussi la création des conditions favorables à la normalisation ou, au départ, à la standardisation et l'unification des pièces et des ensembles qui n'ont pas encore fait l'objet de normalisation.

La première chose à entreprendre dans ce domaine est l'utilisation dans les nouvelles constructions de machines, de pièces et d'ensembles déjà étudiés, dont la fabrication est organisée et qui ont fait leurs preuves en service. Lors de l'établissement d'une variante de construction, un ingénieur d'étude ne doit prévoir des pièces et des ensembles nouveaux que dans le cas où ils sont déterminants pour la productivité de la machine et la commodité de sa desserte. Les éléments qui n'influent pas sur ces deux facteurs essentiels doivent, autant que possible, être choisis parmi ceux qui existent déjà. Le remplacement de toutes ou de la majorité des pièces d'une construction à modifier témoigne ordinairement d'une qualification insuffisante, d'un manque d'attention ou d'une négligence de la part de l'ingénieur.

Si pour une cause quelconque il est impossible d'appliquer à une machine nouvelle un ensemble déjà existant, les mêmes dimensions sont à conférer ne serait-ce qu'aux éléments d'accouplement de ces ensembles nouveaux pour simplifier leur normalisation éventuelle.

L'unification et la normalisation ultérieure sont surtout riches de possibilités dans le cas d'établissement simultané de projets de tout un groupe de machines à destination analogue, mais de dimensions différentes. On peut alors, en partant d'un petit nombre de prototypes, créer de nombreuses machines différentes de même filiation. Les conditions de l'économie socialiste planifiée sont très favorables sous ce rapport. Un tel groupe de machines s'appelle *famille* en aviation (famille des moteurs, par exemple), *série* en construction électrique (série unique des moteurs électriques asynchrones en U.R.S.S., par exemple), *gamme* en construction mécanique (gamme d'aléseuses de précision, par exemple).

L'analyse des constructions de diverses machines montre que malgré leur diversité extérieure et parfois même leur destination

différente, elles sont constituées des ensembles dont les fonctions sont en principe les mêmes. En concevant ces ensembles en tant que groupes normalisés indépendants du point de vue fonctionnel et technologique, on parvient à créer des machines les plus variées à partir d'un nombre de groupes restreint. En même temps on rend beaucoup plus aisé l'établissement des projets de machines tout en réduisant les délais de montage.

Pour apprécier le niveau de normalisation de telle ou telle construction *, les bureaux d'étude recourent en pratique aux indices suivants.

Niveau de normalisation (standardisation) =

$$= \frac{\text{nombre de dénominations des pièces (ensembles) standardisées (normalisées)}}{\text{nombre de dénominations des pièces (ensembles) de la machine considérée}} 100\%.$$

Niveau d'unification =

$$= \frac{\text{nombre de dénominations des pièces (ensembles) empruntées à d'autres machines}}{\text{nombre de dénominations des pièces (ensembles) de la machine considérée}} 100\%.$$

La condition la plus importante pour la normalisation et l'unification est l'utilisation à une large échelle des nombres préférés ou série de Renard.

Les *nombres préférés* sont des valeurs spécialement choisies recommandées pour l'utilisation dans tous les domaines de l'économie nationale. Ces nombres déterminent les dimensions des produits et des ouvrages d'art, la puissance et la capacité de charge, la vitesse et toutes les autres valeurs de la production traduites en chiffres. La norme internationale homologuant les chiffres préférés et leurs séries est relativement récente. Sa partie principale est consignée dans le tableau 4.1.

Supposons qu'il nous faille choisir la puissance d'un tracteur dont cinq types sont censés assurer tous les besoins de l'agriculture. Si l'on prend la série 5, on y choisit les valeurs 10, 16, 25, 40 et 63 ch; en prenant la série 10, les valeurs 12,5; 20; 31,5; 50 et 80 ch. Suivant les nombres préférés, la charge des camions doit être (série 5) 1,6; 2,5; 4,0; 6,3 et 10 t; des camions à benne basculante 4,0; 6,3; 10; 16; 25; 40 et 63 t. Plus le volume de la production de destination considérée est important, plus le nombre de dimensions types peut être grand. Lorsque les quantités sont faibles, on utilise la série 5; avec l'augmentation du volume de fabrication, on passe aux séries 10, 20 et 40.

* Du point de vue économique il est plus avantageux d'évaluer le niveau de standardisation et d'unification à partir de la quantité de travail nécessaire à la fabrication des pièces et non pas à partir du nombre de leurs dénominations, bien que ce procédé soit plus compliqué.

Tableau 4.1

Nombres préférés

Numéro d'ordre de la série	Séries des nombres préférés Série 5	Série 10	Série 20	Série 40	Numéro d'ordre de la série	Séries des nombres préférés Série 5	Série 10	Série 20	Série 40
0	1,00	1,00	1,00	1,00	21	—	—	—	3,35
1	—	—	—	1,06	22	—	—	3,55	3,55
2	—	—	1,12	1,12	23	—	—	—	3,75
3	—	—	—	1,18	24	4,00	4,00	4,00	4,00
4	—	1,25	1,25	1,25	25	—	—	—	4,25
5	—	—	—	1,32	26	—	—	4,50	4,50
6	—	—	1,40	1,40	27	—	—	—	4,75
7	—	—	—	1,50	28	—	5,00	5,00	5,00
8	1,60	1,60	1,60	1,60	29	—	—	—	5,30
9	—	—	—	1,70	30	—	—	5,60	5,60
10	—	—	1,80	1,80	31	—	—	—	6,00
11	—	—	—	1,90	32	6,30	6,30	6,30	6,30
12	—	2,00	2,00	2,00	33	—	—	—	6,70
13	—	—	—	2,12	34	—	—	7,10	7,10
14	—	—	2,24	2,24	35	—	—	—	7,50
15	—	—	—	2,36	36	—	8,00	8,00	8,00
16	2,50	2,50	2,50	2,50	37	—	—	—	8,50
17	—	—	—	2,65	38	—	—	9,00	9,00
18	—	—	2,80	2,80	39	—	—	—	9,50
19	—	—	—	3,00	40	10,00	10,00	10,00	10,00
20	—	3,15	3,15	3,15					

Note. Les nombres portés sur ce tableau peuvent être soit multipliés, soit divisés par 10 ; 100 ; 1000 ; 10 000 ; 100 000.

Parmi d'autres normes importantes en construction mécanique notons celle des dimensions linéaires usuelles (diamètres, longueurs, etc.), les matériaux de construction, les tolérances et ajustements, les états de surface, etc.

CHAPITRE 5

Aptitude à la fabrication des éléments de machines

Une construction est dite apte *à la fabrication* lorsqu'elle est susceptible d'assurer les indices fonctionnels et exige pour sa fabrication le minimum de frais de temps, de travail et de moyens dans les conditions concrètes de la production considérée.

Peu avant la deuxième guerre mondiale, le terme d'« aptitude à la fabrication » a reçu sa signification actuelle, mais ce n'est que de nos jours qu'il a acquis le droit de cité dans la pratique des bureaux d'étude, bien que de tous temps les ingénieurs aient aspiré à à rendre économiques les constructions qu'ils créaient. Il en est ainsi parce que la relation entre la construction de la machine et sa fabrication économique était autrefois beaucoup plus simple que de nos jours.

Les moyens technologiques des industries mécaniques avant les années 1920 à 1930 étaient très primitifs, la nomenclature des matériaux et les modes de leur transformation, très limités, et enfin, à de rares exceptions près, la quantité de machines sorties était si faible qu'il n'y avait aucune différence entre les constructions prévues pour des volumes de production différents.

On conçoit, en effet, que lorsqu'il n'y avait qu'un moyen pour exécuter une pièce, l'aptitude à la fabrication était considérée en général comme la possibilité de réaliser la pièce dessinée, ainsi que de monter l'ensemble ou la machine. Aujourd'hui il existe de nombreuses variantes de gammes de fabrication susceptibles de conférer à la pièce la forme imposée, qui se distinguent par le mode d'usinage, l'équipement et l'outillage utilisés. La matière d'œuvre de nombreuses pièces à destination analogue peut être la plus variée, allant des métaux ferreux jusqu'aux matières plastiques. Il est même possible, en recourant aux traitements chimiques et thermiques, à la consolidation mécanique ou à l'application des revêtements spéciaux, de conférer des propriétés différentes aux pièces constituées d'un même matériau.

L'échelle de la production des machines varie depuis les produits unitaires (machines spéciales et prototypes) jusqu'à la production en masse, lorsque le nombre annuel de produits atteint des centaines de milliers (machines pour la fabrication des objets de consommation courante, par exemple). Il est clair que, dans ces conditions, assurer l'aptitude à la fabrication est une tâche beaucoup plus ardue qu'elle ne l'était il y a 20 ou 30 ans. Choisir parmi un grand nombre de variantes celle qui est la meilleure dans les conditions données et établir une construction est une tâche très compliquée. Pour être à sa hauteur, l'ingénieur d'étude doit collaborer avec les ingénieurs de fabrication spécialisés dans le domaine de moulage, forgeage, soudage, etc. Voici un exposé sommaire des prescriptions essentielles imposées à la construction des éléments de machines par l'aptitude à la fabrication.

1. *Une construction doit être conforme à l'échelle de la production et aux conditions de fabrication.* De la définition donnée au début du chapitre, il est clair que la notion d'aptitude à la fabrication est indissolublement liée aux conditions de la fabrication. Une construction tout à fait apte à la fabrication dans certaines condi-

tions, et notamment, à une certaine échelle de production, peut être révisée et parfois repensée complètement lorsqu'il faut passer à une autre échelle et, par suite, à une autre organisation de la fabrication.

Soit, à titre d'exemple, un corps dont les parois comportent des trous coaxiaux prévus pour recevoir un arbre et des paliers. Une question se pose, à savoir: quelle disposition de ces trous correspond le mieux à leur fabrication.

Les réponses varient suivant l'échelle et le mode de fabrication. On suppose immédiatement que, dans le cas d'une *exécution unitaire*, les alésages se feront sur une aléseuse horizontale suivant le traçage, en une phase, avec des barres d'alésage normales, en changeant les outils et les alésoirs; dans le cas d'une *fabrication sérielle*, sur une aléseuse horizontale et un montage d'alésage avec un jeu de têtes d'alésage spéciales mises à la cote des trous, en façonnant simultanément le maximum de trous de diamètres différents; dans le cas d'une *fabrication en masse*, sur une aléseuse multibroche spéciale à unités d'usinage en utilisant des outils combinés. Il est donc clair qu'une disposition des trous convenable pour un certain mode d'usinage peut perdre tous ses avantages lorsqu'il s'agit de les exécuter suivant un mode différent.

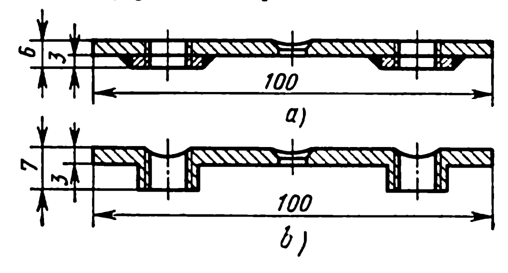


Fig. 5.1

Voici encore un exemple. Les accouplements élastiques pneumatiques sont fixés par des plaques de tôle d'une épaisseur de 3 mm. Au début, elles comportaient deux bossages filetés fixés par soudage (fig. 5.1,*a*). Lorsque le besoin en plaques s'est accru jusqu'à 10 000 pièces par mois, il a fallu modifier la construction pour permettre le poinçonnage et l'exécution simultanée des bossages par emboutissage (fig. 5.1,*b*). La quantité de travail a diminué environ de 67 fois par rapport à la pièce soudée (0,45 et 30 mn respectivement).

Ainsi, il n'existe pas d'aptitude à la fabrication des constructions proprement dite, indépendamment des conditions de production réelles. De même, l'aptitude à la fabrication d'une pièce ne peut pas être envisagée en dehors de celle de l'ensemble de la machine. Il se peut qu'en simplifiant l'usinage d'une pièce on rende plus compliqué l'assemblage de la machine ou son entretien ultérieur, et ramène à zéro tous les avantages du perfectionnement de la fabrication de la pièce.

Les quelques impératifs d'aptitude à la fabrication énoncés dans ce qui suit sont valables dans toutes les conditions de production.

2. *Simplicité et conception rationnelle*. Une construction doit être simple au possible pour réduire au minimum le nombre de pièces simples d'un poids minimal, d'une fabrication aisée et dont l'assemblage ne présente aucune difficulté.

Lors de l'établissement des pièces, il faut leur donner, autant que possible, des formes générées par des surfaces les plus simples (cylindriques et planes) et par leur combinaison. En même temps il convient de réduire au minimum le nombre et l'étendue des surfaces usinées.

3. *Précision d'exécution et états de surface.* Bien que ces derniers 50 ans la précision moyenne se soit accrue de 4 fois, et la précision maximale de 10 fois (les tolérances ayant été repoussées de 0,02 à à 0,002 mm), en tolérançant une pièce il faut tenir compte du fait que l'amélioration dans ce domaine augmente nécessairement la quantité de travail absorbé par la fabrication de la pièce et son prix. Il a été établi que pour la majorité des modes d'usinage, la courbe représentative de la relation entre les frais d'usinage U et la précision de fabrication imposée (tolérance δ) est à peu près hyperbolique (fig. 5.2); à mesure que la rigueur de la tolérance augmente, surtout dans la zone de faibles valeurs, le prix de fabrication enregistre une hausse rapide.

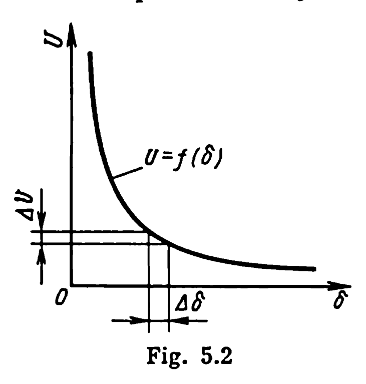


Fig. 5.2

Tableau 5.1

Rugosité

Classe d'état de surface	Signes de façonnage	Rugosité moyenne arithmétique R_a, μ	Hauteur de rugosités R_z, μ
1	∇ 1	(80)	320
2	∇ 2	(40)	160
3	∇ 3	(20)	80
4	∇ 4	(10)	40
5	∇ 5	(5)	20
6	∇ 6	2,5	(10)
7	∇ 7	1,25	(6,3)
8	∇ 8	0,63	(3,2)
9	∇ 9	0,32	(1,6)
10	∇ 10	0,16	(0,8)
11	∇ 11	0,08	(0,4)
12	∇ 12	0,04	(0,2)
13	∇ 13	(0,02)	0,1
14	∇ 14	(0,01)	0,5

Note. L'échelle principale des classes 6 à 12 est celle de R_a, des classes 1 à 5, 13 et 14, celle de R_z.

Il ne faut donc pas s'efforcer d'atteindre une précision élevée si elle n'est pas impérative; par ailleurs, il ne faut pas non plus minimiser les spécifications de précision là où elles sont vraiment de rigueur pour assurer le fonctionnement de la pièce.

Les spécifications d'état de surface des pièces façonnées doivent être en accord avec les conditions de service réelles des surfaces conjuguées. Il ne faut pas imposer un état de surface excessif, car les opérations d'achèvement sont trop onéreuses et exigent l'utilisation d'un équipement spécial.

Ainsi, la fabrication d'une vis de bielle revient de 22 % plus chère lorsque la hauteur de ses rugosités est de 0,5 μ au lieu de 0,8 μ, et de 38 %, lorsque cette hauteur ne dépasse pas 0,1 μ.

L'état de surface imposé est noté sur les dessins par des signes de façonnage standardisés (tableau 5.1).

4. *Mode d'exécution de l'ébauche.* L'aptitude à la fabrication de l'ensemble de la pièce est définie pour beaucoup par sa matière constitutive et le mode d'obtention de l'ébauche. Le façonnage par enlèvement du copeau revient beaucoup plus cher que celui par pression ou moulage; d'autre part, il entraîne des frais de métal transformé en copeaux. C'est pourquoi on s'efforce de transférer une partie importante du travail relatif à la génération des formes de la pièce des sections d'usinage aux sections d'ébauchage. La forme et les dimensions de l'ébauche doivent s'approcher au possible de celles de la pièce finie d'usinage, afin que l'opération de façonnage par enlèvement du copeau ne consiste plus qu'à parachever les surfaces de la pièce dont la précision et le fini doivent être particulièrement élevés.

Parmi les types d'ébauches principaux en construction mécanique il y a les laminés courants et les profilés ; les pièces obtenues par forgeage libre; estampage à chaud et à froid ; moulage, y compris en coquilles, sous pression, centrifuge, etc. Chacun de ces types d'ébauches impose ses prescriptions à l'aptitude à la fabrication et au fonctionnement de la pièce.

5. *Usinage.* Dans la quantité de travail totale nécessaire pour la fabrication des éléments de machines, celle de l'usinage constitue toujours une part importante. Nous avons déjà noté certains facteurs susceptibles de réduire la quantité de travail absorbé par l'usinage (forme simple et rationnelle; précision et état de surface appropriés ; transformation minimale de l'ébauche). La pièce la plus apte à la fabrication est en définitive celle dont le volume d'usinage est minimal. Dans les cas concrets, les impératifs de l'aptitude à la fabrication sont très variés.

Parfois la forme des surfaces actives est définie nécessairement par l'existence de tels ou tels modes d'usinage productifs. Ainsi, la géométrie des surfaces à profil à développante de cercle est très compliquée, et si on opte pour des formes simples, il convient de les éviter. Or, de telles surfaces s'obtiennent automatiquement et sans difficultés par taillage par génération qui est d'ailleurs un mode

d'usinage productif et précis. C'est pourquoi ce profil s'emploie aujourd'hui non seulement pour la génération des dents d'engrenages, mais également pour celle des crabotages, des accouplements à glissières croisées, des arbres cannelés. Bien que le filet carré ait une forme simple et présente l'avantage d'un faible frottement par rapport aux filets d'autres profils, il n'est pas normalisé et ne s'emploie presque pas, car il est impossible de l'obtenir par le fraisage qui est le mode d'usinage le plus productif, alors que son exécution sur un tour coûte plus cher que celle d'un filet triangulaire ou trapézoïdal.

Pour mettre bien en relief les traits particuliers de différentes prescriptions imposées par l'aptitude à la fabrication, voici à titre d'exemple la façon dont on établit la construction des arbres.

1. *Diamètre minimal de l'ébauche et volume minimal du copeau enlevé.* La différence entre les diamètres des parties actives principales et les portées d'un arbre doit être aussi faible que possible; le diamètre de la portée maximale doit correspondre à celui de l'ébauche (barre).

2. *Nombre minimal de portées.* Le tournage et la rectification de chaque portée demandent une nouvelle reprise et un matériel de contrôle supplémentaire.

3. *La longueur des secteurs d'arbre de diamètres différents doit être égale au possible.* En observant cette règle lors de l'usinage sur des machines à outils multiples, on accroît au maximum la productivité.

4. *Prévoir entre les portées des dégagements pour meules*, dans le cas où les surfaces de ces portées sont à rectifier.

Les dégagements ne se font que dans le cas où la résistance établie par le calcul de la fatigue de l'arbre ne les interdit pas.

5. *Unifier au maximum les rayons des congés et des arrondis.* On diminue ainsi au strict minimum le nombre des outils à raccorder et des reprises.

6. *Unifier au maximum la largeur des rainures de clavetage.* Des rainures de largeur différente impliquent le changement de l'outil et donc des pertes de temps.

7. Si la résistance l'autorise, *remplacer les clavettes parallèles par les clavettes disque.* Les clavettes parallèles doivent être ajustées, alors que ce n'est pas le cas des clavettes disque.

8. *Disposer toutes les rainures de clavetage suivant la même génératrice de l'arbre*; on peut alors les exécuter toutes à partir d'une seule mise en place.

Parmi les prescriptions essentielles imposées par l'aptitude à la fabrication des éléments de machines, il y a encore celles définies par la standardisation, la normalisation et l'unification.

CHAPITRE 6

Principes économiques d'établissement des projets des éléments de machines

Les spécifications et les critères passés en revue ne déterminent pas encore chacun pris à part la construction, la forme et les dimensions des éléments de machines. Ceci se rapporte à toutes les spécifications quelles qu'elles soient, même à des spécifications aussi évidentes à première vue qu'une résistance suffisante.

Quelle est la signification d'une résistance suffisante? A la différence de nombreux éléments de construction, il n'est pas de rigueur pour les éléments de machines de résister à toute charge apparue en service. Dans une machine, on peut remplacer une pièce cassée ou, pour parer à une surcharge, prévoir un dispositif de sûreté. Il s'ensuit donc que l'agent d'étude qui établit le projet d'une machine peut choisir une des variantes suivantes:

a) dimensionner les pièces de façon qu'elles tiennent même lorsque les charges sont maximales, y compris très rares, possibles seulement dans des circonstances exceptionnelles particulièrement défavorables;

b) dimensionner les pièces de façon qu'elles supportent les charges normales, en admettant sciemment que l'application des charges plus grandes parfaitement possibles entraîne une rupture;

c) dimensionner les pièces comme dans le cas précédent en prévoyant un dispositif de sûreté rendant impossible la rupture de la pièce.

A laquelle de ces variantes donner la préférence? Dans le premier cas la machine sera lourde et chère mais les pannes et les frais de leur élimination seront exclus; dans le deuxième, la masse et le prix de revient de la machine seront diminués tout en donnant lieu à des temps morts et aux frais nécessités par la réparation et le remplacement des pièces brisées; dans le troisième, le poids et le prix de revient de la machine augmenteront quelque peu par rapport à la deuxième variante par suite de l'utilisation des dispositifs de sûreté; par contre, les temps morts et les frais dus à la liquidation des pannes et ruptures diminueront sensiblement.

Il est clair que le choix d'une variante optimale dans les conditions considérées doit être guidé par des calculs correspondants qui donnent la comparaison des avantages et des inconvénients des variantes confrontées. Les calculs où figurent, outre les valeurs techniques, des éléments économiques comme le débit des matériaux et d'énergie, le volume de travail, etc., s'appellent calculs technico-économiques. Des calculs de ce type ne se font que pour des travaux très importants. Dans les autres cas on se borne à introduire dans l

calcul des contraintes admissibles ou des coefficients de sécurité fournis par l'expérience de l'exploitation des machines de ce type dans des conditions analogues. Toutefois le problème lui-même n'est pas levé pour autant, il n'y a que la méthode de sa résolution qui change.

Cet état de choses est typique pour la plupart des problèmes posés par l'étude d'une machine. De même que les spécifications de poids et de prix de fabrication minimaux des machines sont en contradiction avec celles de leur sécurité, dans de nombreux autres problèmes les conditions de fabrication des machines s'opposent aux conditions de leur exploitation. Les prescriptions de fabrication et de service peuvent être matérialisées par les deux côtés d'un triangle (fig. 6.1). De même qu'un triangle ne peut être défini par deux côtés, les prescriptions de fabrication et de service prises isolément ne suffisent pas pour déterminer la construction d'une machine. Dans le triangle des facteurs en interaction le troisième côté est celui du facteur économique. Ce n'est qu'en tenant compte de ce facteur qu'on peut comprendre pourquoi les efforts persévérents d'obtenir de meilleurs résultats conduisent les différentes gens, parfois même dans des pays différents, aux mêmes solutions fonctionnelles.

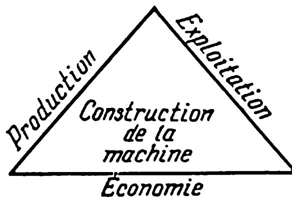


Fig. 6.1

Avec le développement de la technique, l'importance des calculs technico-économiques dans toutes les branches de l'économie nationale, et surtout en construction mécanique, augmente considérablement. Autrefois il n'y avait qu'un seul type de locomotive, la locomotive à vapeur, tandis qu'aujourd'hui, outre la locomotive à vapeur, il y a des locomotives diesel, électriques et à turbines à gaz ; pour transmettre le mouvement du moteur aux organes d'exécution, en plus des moyens uniquement mécaniques (arbres, chaînes, engrenages, etc.) employés auparavant, aujourd'hui on recourt largement aux commandes électriques, hydrauliques, pneumatiques ; l'assemblage indémontable d'autrefois (rivetage) va de pair aujourd'hui avec des assemblages par boulons à haute résistance, par soudage, collage, ainsi que par divers autres modes de collage mécanique. Des variantes de ce type existent dans tout domaine d'étude, de fabrication et d'utilisation des machines.

Avec le développement de la technique leur nombre ne cessera de croître. Dans ces conditions, le choix de la meilleure variante, optimale pour le cas considéré, constitue un problème technico-économique important dont la résolution implique une analyse, un calcul et une justification correspondants.

L'établissement des projets des machines ainsi que des construc-

tions quelconques se fait par la méthode des approximations successives, la plus générale de toute étude. Cette méthode consiste à diviser toute l'étude depuis l'avant-projet jusqu'à l'établissement des dessins d'exécution en plusieurs étapes successives dont le nombre est d'autant plus grand que la machine est plus complexe et plus originale.

En passant d'une étape à l'autre on précise successivement les paramètres, la construction des pièces, des ensembles et de la machine elle-même. Les calculs technico-économiques se font à toutes les étapes d'établissement du projet, puis pour une machine réalisée et ensuite après la fabrication de la machine et une certaine période de son exploitation. Bien entendu, ces calculs restent en principe les mêmes à tous les étapes, seuls leur contenu et leurs méthodes changent.

L'intérêt des calculs technico-économiques est grand surtout aux premières étapes, lorsqu'il n'y a que des ébauches et lorsqu'on ne connaît qu'approximativement les paramètres principaux. Le trait particulier des premières étapes est le grand nombre de variantes qui diffèrent par la construction de la machine, les principes et les régimes de son travail. Le résultat doit être obtenu le plus vite possible. De longs calculs soi-disant très précis n'ont aucun sens puisqu'à cette étape on ne dispose que de données approximatives. Pour un agent d'étude, le principe d'une approche économique consiste à rechercher une construction rationnelle au possible en tenant compte de tous les facteurs de fabrication et d'exploitation.

Il y a encore une autre considération qui, ces dernières années, dicte la nécessité des calculs technico-économiques aux premières étapes de l'étude. Si pour les machines le rôle des calculs économiques consiste à choisir et à justifier les paramètres et les solutions fonctionnelles, pour les machines-outils, machines et lignes transferts spéciales les calculs économiques ont pour but de montrer si en général ces machines sont nécessaires, autrement dit, s'il faut poursuivre ou mettre fin à leur étude, du fait que ces machines ne seront pas rentables du point de vue des problèmes qui se posent devant l'entreprise ou la branche d'industrie considérée.

Les méthodes de calcul technico-économique sont exposées en détail dans le cours d'« Economie de la construction mécanique » qui d'après les programmes d'études en vigueur est étudié après le cours des « Eléments de machines ». C'est pourquoi dans ce qui suit nous ne donnons qu'une justification sommaire de certaines formules qui peuvent être nécessaires à l'exécution des projets de cours des « Eléments de machines », ainsi qu'à l'étude des principes de calcul économique et de justification du choix et de la conception des éléments de machines.

Parmi les divers modes de calcul technico-économique une place de choix revient à l'efficacité économique des décisions.

Dans le cas général, une solution est efficace si elle contribue le mieux à la réalisation de la tâche posée par l'économie nationale à la branche considérée, à son entreprise ou à une machine concrète.

Ces tâches peuvent être très différentes: diminution de la masse de la machine et du débit des matériaux particulièrement déficients, fabrication dans des délais minimaux, fonctionnement fidèle au possible, prix de revient minimal, etc.

Dans toutes les branches de l'économie nationale le rendement est le critère fondamental. Pour cette raison parmi les variantes possibles la plus rationnelle est celle qui assure un rendement plus élevé.

Le volume de travail est mesuré par le prix de revient de la production. Par conséquent, la solution la plus efficace, à égalité d'autres conditions, est celle qui permet d'obtenir un prix de revient minimal.

Toutefois, la construction des machines nécessite des frais initiaux. Les ressources disponibles pour ces frais sont, en somme, limitées. C'est pourquoi, pour obtenir un prix de revient minimal, il faut rendre la plus avantageuse possible l'utilisation des moyens prévus pour les frais initiaux.

Ainsi, soient deux variantes adéquates qui ne diffèrent que par les frais initiaux K_1 et K_2, nécessaires à leur réalisation, et par les frais d'exploitation annuels C_1 et C_2. Il faut choisir la meilleure de ces deux variantes. Lorsque $K_1 < K_2$ et en même temps $C_1 < C_2$, la solution est évidente et univoque: la meilleure est la première variante, ses frais d'exploitation étant plus petits, les frais initiaux qu'elle impose sont également plus petits.

Le choix se complique lorsque par exemple $K_1 < K_2$, alors que $C_1 > C_2$.

Quelle variante choisir dans ce cas?

Il est impossible de comparer les frais initiaux et les frais d'exploitation puisque les premiers (K) sont exprimés en roubles et les seconds, en roubles/an (C).

Les frais initiaux sont alors réduits aux frais d'exploitation, puis on les additionne pour les comparer ensuite

$$F_1 = C_1 + E_n K_1; \quad F_2 = C_2 + E_n K_2. \qquad (6.1)$$

La préférence va à la variante dont les frais réduits (F_{min}) sont minimaux. Le coefficient de réduction E_n (1/an) est un coefficient normalisé de l'efficacité économique.

Constatons qu'en principe la grandeur E_n doit être la même pour toutes les branches de l'économie nationale, la différence de ses valeurs provisoires traduit les conditions spécifiques de la formation des prix dans les années passées.

Ainsi les calculs technico-économiques caractéristiques des variantes se ramènent à définir les grandeurs C_i, K_i, F_{min}. L'expérience

dans ce domaine montre que le calcul le plus long et le plus délicat est celui des C et K. Les fautes de calcul fréquentes sont dues au fait qu'on ne tient pas compte de tous les frais ou qu'on tient compte des frais qui ne sont pas les plus typiques et les plus importants dans les conditions considérées. Nous ne pouvons pas donner des recommandations exhaustives pour toutes les situations qui peuvent se présenter. En voici un exemple à titre d'illustration.

Exemple. Choisir un réducteur mécanique optimal pour transmettre une puissance utile $N = 3$ kW avec une vitesse de l'arbre de sortie $n = 45$ tr/mn. Les réducteurs comparés ont le même rapport $i = 16$, la durée de service $T = 8$ ans. Le réducteur doit fonctionner par an $H = 1\,200$ h.

Le coefficient de réduction des frais $E_n = 0{,}3$. Le prix de l'énergie électrique 1,4 kop/kW·h. La transmission peut être assurée par un réducteur à roues cylindriques à double train ou par un réducteur à vis sans fin à simple train. Le rendement du réducteur à double train $\eta_1 = 0{,}95$ et celui du réducteur à vis sans fin $\eta_2 = 0{,}75$. Dans les deux cas on utilise le moteur A61-8 ($N = 4{,}5$ kW, $n_{\text{mot}} = 730$ tr/mn).

Dans les calculs nous ne comparons que les facteurs qui se rapportent aux réducteurs.

Les frais d'achat et d'implantation sont fournis par les cahiers des prix et les normes.

Variante I. Réducteur à roues cylindriques à double train:

$K_1 = 300$ roub.; $E_nK_1 = 0{,}3 \cdot 300 = 90$ roub./an.

Variante II. Réducteur à vis sans fin:

$K_2 = 150$ roub.; $E_nK_2 = 0{,}3 \cdot 150 = 45$ roub./an.

Prix de l'énergie

$$F_{ni} = \left(\frac{N}{\eta_i} - N\right) H \frac{C_6}{100},$$

où C_6 est le prix de 1 kW·h d'énergie électrique.

Variante I:

$$F_{n1} = \left(\frac{3}{0{,}95} - 3\right) 1200 \frac{1 \cdot 4}{100} = 2{,}7 \text{ roub./an.}$$

Variante II:

$$F_{n2} = \left(\frac{3}{0{,}75} - 3\right) 1200 \frac{1 \cdot 4}{100} = 16{,}8 \text{ roub./an.}$$

Les frais annuels d'amortisation, d'entretien et de réparation des réducteurs

$$F_{ri} = \frac{K_i + \alpha_i K_i}{T_i},$$

où $\alpha_i K_i$ sont les frais d'exploitation du réducteur (réparation, frais de graissage, etc.).

Adoptons pour la variante I $\alpha_1 = 0{,}1$ et pour la variante II $\alpha_2 = 0{,}15$. Il vient

$$F_{r1} = \frac{300+0{,}1\cdot 300}{8} = 41{,}3 \text{ roub./an};$$

$$F_{r2} = \frac{150+0{,}15\cdot 150}{8} = 21{,}6 \text{ roub./an}.$$

Ainsi la somme totale des frais réduits

$$F_1 = 90 + 2{,}7 + 41{,}3 = 134 \text{ roub./an};$$

$$F_2 = 45 + 16{,}8 + 21{,}6 = 83{,}4 \text{ roub./an}.$$

Par conséquent, il est plus avantageux d'utiliser la deuxième variante.

Parmi les grandeurs utilisées dans les calculs technico-économiques relatifs à la production et à l'utilisation des pièces, ensembles et machines, figurent les frais de leur fabrication qu'on trouve dans les catalogues respectifs et les dossiers des fournisseurs.

Le prix de revient des pièces et machines nouvelles pour lesquelles on n'a pas encore établi les dessins d'exécution et dont on ne connaît en première approximation que les paramètres principaux est déterminé par similitude, méthode dont voici le principe.

Le prix de revient d'une machine (d'un produit) peut être considéré comme la somme des prix des matériaux, des frais d'usinage des pièces et d'assemblage des machines, proportionnels au volume de travail absorbé par ces travaux.

Pour plusieurs machines analogues, fabriquées dans des conditions identiques, le prix des matériaux est proportionnel à la masse G; le volume de travail fourni pour la fabrication des pièces dans les ateliers de fonderie, de forge et d'assemblage est également proportionnel à la masse G; le volume de l'usinage, de la peinture et de la finition est proportionnel à la surface de la machine S.

Le prix de revient

$$P = h_g G + h_f S, \tag{6.2}$$

où h_g et h_f sont les coefficients de proportionnalité.

Pour des pièces géométriquement semblables, la masse est proportionnelle au volume ou à la troisième puissance des dimensions linéaires ($G :: l^3$), et la surface, à la deuxième puissance des dimensions linéaires ($S :: l^2$). D'où la surface peut être exprimée par la masse élevée à la puissance 2/3.

En remplaçant dans l'expression (6.2) la valeur de S par la valeur $G^{2/3}$ qui lui est proportionnelle, on obtient

$$P = h_g G + h_{fg} G^{2/3}. \tag{6.3}$$

Les constantes h_g et h_{fg} peuvent être déterminées si l'on connaît les valeurs de P et de G de deux machines semblables quelconques.

Pour trouver le prix de revient de la fabrication des machines semblables aux machines déjà existantes et de poids identique, l'expression (6.3) peut être simplifiée en posant que tous les frais sont proportionnels à la masse de machine:

$$P \approx hG, \tag{6.4}$$

où h est le prix de revient de l'unité de masse.

En appliquant la formule (6.4), il convient de retenir qu'en réalité le prix de revient n'est pas proportionnel à la masse, il croît plus lentement, comme on le voit en comparant les expressions (6.3) et (6.4). C'est pourquoi le prix de revient de l'unité de masse h n'est pas constant pour toute la série de machines du type donné mais diminue avec l'augmentation de la masse.

Pour les calculs pratiques h est défini d'après les catalogues ou les données des fournisseurs de machines semblables.

Les relations du type (6.4) et (6.3) s'emploient non seulement pour ébaucher le prix de revient et le volume de travail nécessité par la fabrication des machines mais aussi dans le cas des pièces isolées. Pourtant, dans ce dernier cas, par exemple, l'exposant m de l'expression donnant le volume de travail imposé par la fabrication des pièces

$$T_{\text{p}} = AG^m$$

n'est pas limité par $m = 2/3 \div 1$ mais varie dans une plage plus large.

Par exemple, pour les arbres profilés de 3e classe de précision d'un diamètre moyen fabriqués à partir des laminés (acier $\sigma_{\text{ttr}} = 50$ à 60 kgf/mm²) en petites séries, le temps pièce (en h) est associé à la masse de l'arbre (en kg) par la relation suivante

$$T_{\text{p}} \approx 0{,}38G^{0,6}.$$

Pour les engrenages fabriqués à partir des pièces estampées (acier $\sigma_{\text{ttr}} = 70$ à 80 kgf/mm²), les autres conditions étant les mêmes que précédemment,

$$T_{\text{p}} = 1{,}20G^{0,15}.$$

La méthode de calcul d'après le prix de revient de l'unité de masse des pièces et des machines semblables est la plus simple, la plus usitée mais aussi la moins précise *. Toutefois, dans la plupart des cas, les erreurs sont dues non pas tant à l'imperfection de la méthode qu'à son interprétation trop lâche et son application rien moins que critique.

---

* Il semble que pour établir au préalable le prix des produits, la méthode la plus précise soit celle de corrélation. Elle a à sa base la recherche de la relation entre le prix de revient du groupe des produits considéré et certains critères caractéristiques.

Examinons l'origine de ces erreurs et les moyens de leur élimination.

1. Le calcul du prix de revient des machines suivant la masse et le prix de l'unité de masse est basé sur le principe de similitude. Par conséquent, en toute rigueur, il n'est justifié que pour des machines géométriquement semblables et ne rend compte que de différentes dimensions des machines. Il est rare que ce principe soit applicable à l'ensemble des machines. Beaucoup plus souvent on l'utilise dans le cas d'organes, d'ensembles et de pièces isolées. C'est pourquoi il est plus correct de déterminer le prix de revient unitaire des parties isolées de la machine et non pas de la machine toute entière.

Par exemple, pour déterminer le prix de revient d'un avion, il convient de calculer à part le prix du planeur (cellule) et celui des moteurs suivant leurs critères unitaires; pour calculer le prix de revient d'une ligne transfert, il est plus avantageux de chercher isolément le prix des dispositifs de transfert et celui des machines-outils.

2. Le prix de revient des machines modernes est composé pour une part toujours plus grande par celui de grands groupes, ensembles et pièces préfabriqués. Le prix de tels groupes et ensembles les plus onéreux doit être établi d'après les catalogues des fournisseurs. En tout cas, pour calculer le prix de revient par la méthode de similitude, il ne faut considérer que la masse brute de la machine sans groupes, ensembles et pièces à acquérir.

3. Tout ce qui vient d'être dit se rapporte au prix de revient des machines (produits) semblables fabriquées dans les mêmes conditions, à un même niveau technologique et d'organisation.

Parmi les divers facteurs qui influent sur le prix de revient, le plus important est celui de l'échelle de fabrication des produits considérés.

Pour les calculs préalables son influence peut être traduite par la relation hyperbolique

$$P=\frac{A}{N^{\alpha}}$$

ou

$$P=P_0\left(\frac{N_0}{N}\right)^{\alpha},$$

avec P et P_0 les prix de revient respectivement de la fabrication de N et de N_0 machines (produits) par an;

α, l'exposant qui tient compte de la variation du prix de revient et du volume de travail définis par l'échelle de fabrication.

Lorsque l'échelle de fabrication augmente, le prix de revient des produits diminue par suite de la diminution du débit des matériaux

(réduction des surépaisseurs grâce aux méthodes plus perfectionnées d'obtention des ébauches) ainsi que du volume de travail imposé par la fabrication. Ces composantes du prix de revient diminuent suivant une allure différente. Dans le cas général, le volume de travail décroît plus vite et cette décroissance est plus forte que celle du débit des matériaux. Aussi, en adoptant pour les deux composantes du prix de revient la relation hyperbolique, convient-il de retenir que les valeurs des exposants sont différentes pour chacune d'elles.

D'après les données publiées, l'exposant caractéristique de la variation du volume de travail en fonction de l'échelle de fabrication est

pour les machines-outils et autres machines: $\alpha = 0{,}4$;
pour les appareils: $\alpha = 0{,}5$.

2

ASSEMBLAGES DES ÉLÉMENTS DE MACHINES. RESSORTS

CHAPITRE 7

Types d'assemblages et leurs caractéristiques principales

TYPES D'ASSEMBLAGES

Chaque machine compte actuellement des centaines et même des milliers de pièces. Ainsi, un chargeur mécanique le plus simple a plus de 3 000 pièces ; une voiture automobile (y compris le moteur), 16 000 pièces environ ; un laminoir à rails est monté à partir de 1 500 000 pièces de 400 000 dénominations.

Pour remplir leur fonction, les pièces sont montées en *assemblages mobiles* ou *rigides*. Parmi les premiers il y a, par exemple, celui d'une bielle avec le maneton d'un vilebrequin, d'un arbre avec les paliers ou d'une crémaillère avec une roue dentée, alors que parmi les seconds celui des tôles d'une chaudière entre elles et avec le fond, du chapeau avec le corps d'un palier ou de la tige avec le piston, etc.

Alors que la présence dans une machine des assemblages mobiles est définie exclusivement par la cinétique, celle des assemblages rigides est rendue impérative par la nécessité de diviser la machine en ensembles et blocs ; et les ensembles, en pièces et éléments, pour rendre plus aisés et même possibles la fabrication de la machine, son transport et son entretien.

En construction mécanique, le nom d'assemblage n'est attribué en propre qu'aux assemblages rigides. Suivant les causes qui interviennent sur la division des constructions, on utilise des assemblages *démontables* et *permanents*.

On dit assemblage *permanent* pour une construction impossible à démonter sans détruire les pièces d'assemblage. Il est d'usage d'employer des assemblages permanents lorsque la division de la construction est dictée par des considérations susceptibles de rendre

la fabrication possible, commode ou économique. Ces assemblages se disposent aux endroits dits *sections technologiques*. D'ordinaire, l'application du principe des sections technologiques n'entraîne pas l'augmentation du poids par rapport à une construction en bloc ou, si cette augmentation a lieu, elle est négligeable.

Les assemblages permanents peuvent être réalisés soit par des moyens mécaniques (rivetage, laminage, montage à force), soit par la mise en œuvre des forces d'adhésion physico-chimique (soudage, brasage, collage).

Ce deuxième mode d'assemblage est devenu dominant en construction mécanique. Le collage des métaux s'est répandu notamment en construction aéronautique où il a donné jour aux structures en nids d'abeilles. Dans l'industrie des machines-outils, le collage s'emploie pour la fixation des glissières sur les bâtis, en construction automobile, pour la fixation des garnitures aux manchons et aux semelles de freins.

Les *assemblages combinés* modernes à colle et soudage, à colle et fixation mécanique (à colle et rivets, à colle et boulons) sont très prometteurs. Dans ces assemblages, la colle assure une bonne étanchéité, alors que les rivets, boulons ou points de soudage, la résistance requise, si la résistance de la couche de colle est insuffisante.

Un cours général des éléments de machines soumet à l'étude les assemblages par soudage, montage à force et rivetage, dont l'application est particulièrement étendue.

On donne le nom de *démontables* aux assemblages susceptibles d'être démontés sans détruire ni les éléments assemblés ni les pièces de fixation. On y associe tous les assemblages par filetages, les assemblages par chevilles et à clavettes transversales et longitudinales, les assemblages cannelés et dentelés ainsi que ceux qu'on peut appeler prismatiques.

Les assemblages démontables peuvent être classés en groupes fonctionnels caractérisés par les *particularités de la construction* (assemblage des éléments en matériaux différents, par exemple) et *d'exploitation*, déterminés par la commodité d'exploitation, et parfois par les impératifs d'entretien et de transport.

L'établissement des assemblages est une tâche importante car c'est justement au droit des surfaces conjuguées que s'amorcent essentiellement les ruptures.

Les assemblages doivent satisfaire aux spécifications imposées généralement par l'économie; compte tenu de leur fonction, ils doivent répondre également aux prescriptions de résistance, d'étanchéité, de rigidité, et dans certains cas particuliers, de conductibilités thermique et électrique.

Si un assemblage ne satisfait pas à tous ces impératifs, on fait appel aux assemblages combinés. Ainsi, en construction aéronautique on trouve des assemblages collés et rivetés dans lesquels l'étanchéité

est assurée par la colle, et la résistance nécessaire, par un cordon de colle renforcé par des rivets.

En construction mécanique, l'exécution des assemblages fait généralement partie des travaux manuels peu susceptibles de mécanisation et d'automatisation. L'extension rapide de nouveaux types

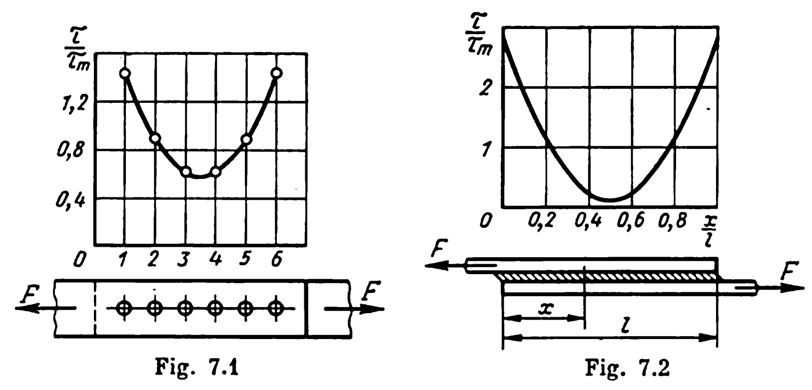


Fig. 7.1 Fig. 7.2

d'assemblages s'explique, entre autres, par la volonté de réduire la quantité de travail absorbée par leur exécution. Il en est ainsi, notamment, du soudage, qui étant un phénomène continu a le mérite important de se prêter à une automatisation relativement facile. Telles sont les considérations qui doivent guider le choix du type d'assemblage.

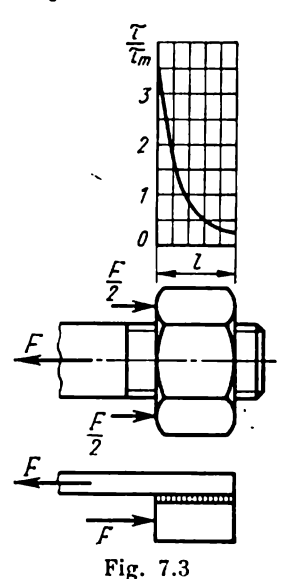


Fig. 7.3

Tous les types d'assemblages indiqués sont très rigides (cf. p. 92). Dans de nombreux cas particuliers, les pièces sont assemblées à l'aide des éléments élastiques à refoulement important autorisant un déplacement relatif considérable des pièces assemblées. Comme éléments élastiques on emploie différents types de ressorts.

RÉSISTANCE DES ASSEMBLAGES

La résistance d'un assemblage est déterminée par la valeur de la charge admissible ou le coefficient de résistance φ, quotient de cette charge par la charge de rupture du plus faible des éléments assemblés.

La tâche essentielle dans ce domaine est de rapprocher autant que possible la résistance de l'assemblage de celle des éléments assemblés. Ainsi la résistance d'un assemblage à $\varphi = 0,9$ est 90 % de celle de l'élément le plus faible.

Dans le rivetage des tôles, φ est toujours inférieur à 1, les tôles étant affaiblies par les trous prévus pour les rivets ; dans les assemblages soudés et les conditions analogues, φ s'approche parfois de 1. Dans des cas particuliers, l'altération des propriétés mécaniques par des trous ou du métal soudé est compensée par une augmentation appropriée de la section droite des éléments au niveau de l'assemblage.

La résistance des assemblages sollicités par des charges variables est pour beaucoup définie par l'irrégularité de la répartition des contraintes dans la section des pièces et par la valeur de leur concentration en certains points de l'assemblage.

De nombreuses recherches expérimentales et théoriques ont permis d'établir que la distribution des contraintes est inégale entre les rivets (fig. 7.1), le long d'un cordon de soudure (fig. 7.2) ou suivant la hauteur d'un écrou (fig. 7.3). Généralement les contraintes sont maximales aux extrémités d'un assemblage; là elles peuvent être plusieurs fois supérieures à la contrainte moyenne τ_m définie par la valeur de la charge rapportée à la surface de l'assemblage.

Bien que les rivures, soudures et autres joints, ainsi que les assemblages filetés diffèrent quant à leur aspect extérieur, la distribution inégale des contraintes est dans tous ces cas de même nature. Comme nous allons le démontrer, cette inégalité est due à deux causes: la différence entre les déformations des éléments assemblés et la flexion de ces éléments.

Pour déterminer les contraintes engendrées par la différence de déformation des éléments assemblés, on peut comparer les assemblages: a) des éléments très rigides non susceptibles de déformation et b) des éléments extensibles sollicités par la traction sans flexion. Pour plus de clarté la couche intermédiaire de la figure 7.4, *a* est représentée excessivement épaisse (dans une rivure, cette couche correspond aux tiges des rivets; dans une soudure, brasure ou assemblage par collage, respectivement au métal soudé, brasé ou à la colle; dans un assemblage fileté, aux filets du boulon et de l'écrou). Les éléments non déformables se déplacent comme des barres rigides, alors que la couche intermédiaire subit le cisaillement d'une valeur constante sur toute la longueur de l'assemblage (fig. 7.4, *b*). Toutefois, toute la charge appliquée F s'exerce juste devant le clin sur chacun des éléments assemblés qui la transmet progressivement au deuxième élément à travers la couche intermédiaire.

Ainsi, la contrainte qui s'exerce sur l'élément I est maximale en A, puis elle diminue progressivement jusqu'au point B où elle devient nulle. La contrainte affectant l'élément II évolue dans le sens inverse, du maximum au point B à zéro au point A. Cette allure des contraintes importe peu si les éléments I et II se comportent comme des corps parfaitement rigides; mais s'ils sont susceptibles de s'allonger et si leur comportement est régi par les lois d'élasticité, ils sont alors le siège des déformations proportionnelles aux contraintes appliquées.

L'allure des déformations est schématisée sur la figure 7.4, *c*. Les points B, B au milieu du clin et les points C, C à ses extrémités, qui se confondaient auparavant suivant une projection verticale, se déplacent suivant des segments

différents e_1 et e_2, de manière que les déplacements extrêmes sont sensiblement plus grands que ceux du milieu ($e_2 \gg e_1$); c'est pourquoi les contraintes maximales apparaissent simultanément dans la couche intermédiaire près des deux extrémités du clin. Plus un recouvrement (et en général, un assemblage) est long, plus la différence entre les contraintes moyennes suivant la longueur du clin et les contraintes maximales à ses extrémités est grande. En vertu de ce fait, on limite la longueur de l'assemblage par une valeur optimale, définie par la relation des flexibilités des éléments assemblés et assemblants.

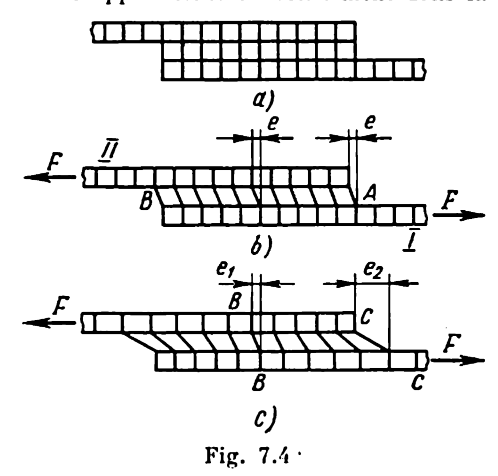


Fig. 7.4

Ainsi, la longueur du clin d'un cordon de soudure ne doit pas dépasser 50 épaisseurs de la tôle la plus mince de l'assemblage, le nombre des rivets dans le sens de la charge de traction doit être 5 ou 6 au plus, la hauteur de l'écrou ne doit pas être supérieure à 0,8 du diamètre du boulon, etc. Une longueur d'assemblage supérieure à l'optimale (c'est-à-dire, la longueur du clin, le nombre de rivets, la hauteur de l'écrou, etc.), sans améliorer la résistance, augmente la quantité de travail nécessaire pour l'exécution de l'assemblage et son poids.

Tout ce qui vient d'être dit sur l'inégalité de la répartition des contraintes suivant la longueur de l'assemblage et leur concentration aux extrémités se

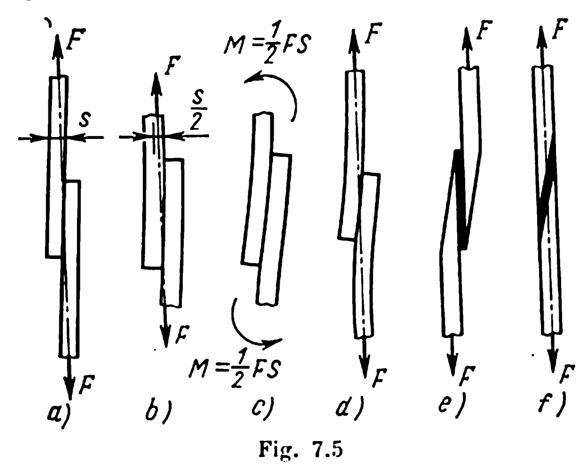


Fig. 7.5

rapporte au travail de l'assemblage dans le domaine des déformations élastiques; il faut donc en tenir compte lors de l'établissement des assemblages susceptibles de rupture par fatigue.

A mesure qu'on s'approche de la limite d'écoulement, la répartition des contraintes suivant la longueur de l'assemblage se régularise. Mais cette circonstance ne devient importante que dans le cas d'une sollicitation statique.

Les éléments d'assemblage à clin sont nécessairement déplacés l'un par rapport à l'autre au moins de la valeur de leur épaisseur s (fig. 7.5, *a*). La ligne d'action de l'effort de traction qui relie les points d'application des charges F est dans ce cas oblique et passe par le milieu de l'assemblage. L'excentricité de l'application de la charge produit le moment fléchissant $M_f = \frac{1}{2} Fs$ (fig. 7.5, *b*, *c*) qui s'exerce en fléchissant les éléments assemblés, si leur longueur est assez grande, alors que l'assemblage se déforme comme il est indiqué sur la fig. 7.5, *d*. Cette déformation réduit les contraintes qui tendent à désunir les éléments, car la ligne d'application de la charge d'un assemblage déformé se trouve plus près des axes des deux éléments et la valeur du moment fléchissant est donc plus faible.

Les contraintes engendrées par le moment fléchissant M_f, qu'on peut appeler contraintes de stratification, sont des contraintes de traction normales aux surfaces. Leurs aires d'application sont limitées par les secteurs adjacents aux extrémités du clin, et l'action qu'elles exercent peut réduire sensiblement la résistance de l'assemblage.

Fig. 7.6

La tendance à répartir les contraintes d'une manière plus uniforme a abouti à la création des assemblages aux bords du clin chanfreinés (fig. 7.5, *e*) et aux joints obliques (fig. 7.5, *f*). Le premier réduit l'effet de la « différence de déformation » et le deuxième, en plus, celui du « dévoyage de la charge ». En modifiant l'angle du joint oblique, on change la relation entre les contraintes normales et tangentielles (fig. 7.6, *a*-*d*) ; sur la figure 7.6, *a* la contrainte de traction maximale vaut conventionnellement 100 kgf/cm². Dans le cas d'une couche d'assemblage (colle ou brasure, par exemple) moins résistante que le matériau des éléments assemblés, un joint oblique permet d'obtenir quand même un assemblage suffisamment rigide. C'est le mode d'action courant dans le cas des assemblages soudés, car le matériau du cordon ou celui de l'aire voisine est susceptible d'être plus faible que le matériau de base.

ÉTANCHÉITÉ DES JOINTS

L'étanchéité est la propriété qui s'impose impérativement aux assemblages des parties des machines, des tubes, des réservoirs et des appareils contenant des liquides et des gaz. Pour expliquer le sens du terme *étanchéité*, reportons-nous à l'exemple d'un joint à flasques de deux tubes (fig. 7.7) qui canalisent le liquide ou le gaz sous une certaine pression supérieure à la pression atmosphérique (ou, en général, à celle du milieu ambiant).

Quel que soit le soin pris pour usiner les surfaces de ces flasques, le contact n'a pas lieu sur toute la surface géométrique nominale, mais seulement suivant certains points isolés qui, une

fois comprimés, forment de petites aires représentées sur la figure 7.7 par des taches hachurées. Ces aires sont séparées par des dépressions par lesquelles les liquides et d'autant plus les gaz peuvent filtrer vers l'extérieur. La valeur de ces fuites est fonction de la pression du fluide, de sa viscosité, de la section des dépressions, etc.

Un joint d'étanchéité éliminant les fuites d'un liquide (ou d'un gaz) peut être réalisé par 1) *compression importante* des surfaces

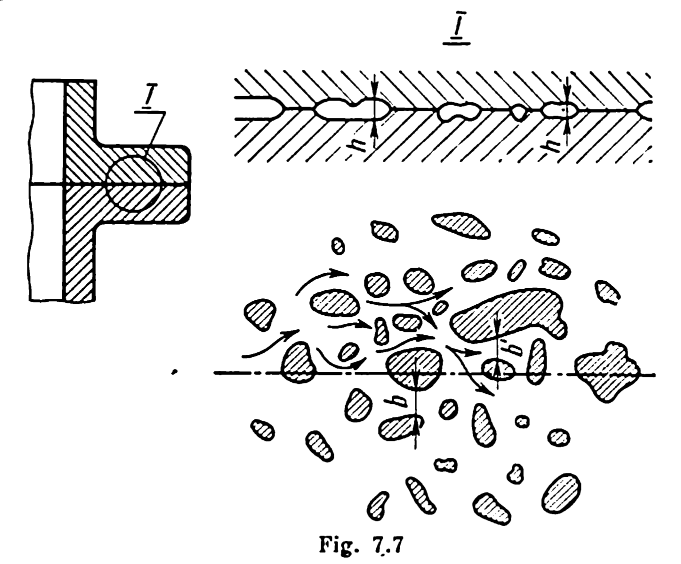


Fig. 7.7

conjuguées à l'état de surface suffisant et 2) *pose des garnitures* qui rendent étanches les joints en comblant les creux des surfaces avec un matériau relativement doux et facilement déformable.

Le point de départ du calcul d'un joint étanche est la pression spécifique qui doit s'exercer sur les surfaces de contact. Pour les divers modes d'hermétisation et les matériaux des garnitures variés, la pression spécifique (terminale) q se situe entre 1,5 et 4 p, où p est la pression intérieure du liquide ou du gaz dans le tube, le réservoir, etc. La valeur inférieure (1,5 p) se rapporte à des garnitures douces ondulées à cordons d'amiante, la valeur supérieure ($4p$) au contact direct des flasques grattés.

RIGIDITÉ DES ASSEMBLAGES

On appelle rigidité d'un système le quotient de l'effort de déformation F (en kgf) par la valeur de la déformation λ (en mm) :

$$c = F : \lambda.$$

Dans le cas d'une relation non linéaire $\lambda = f(F)$, on appelle rigidité le quotient des accroissements de ces mêmes quantités dans

l'intervalle considéré : $c = \Delta F : \Delta\lambda$. Cette définition générale permet d'énoncer aisément celle de la rigidité d'un assemblage ou ce qu'on appelle la *raideur de joint.*

La figure 7.8 représente un assemblage à flasques sollicité en traction par les forces F. Posons que les déformations λ_1 et λ_2 soient respectivement celles des parties du système dont les longueurs sont

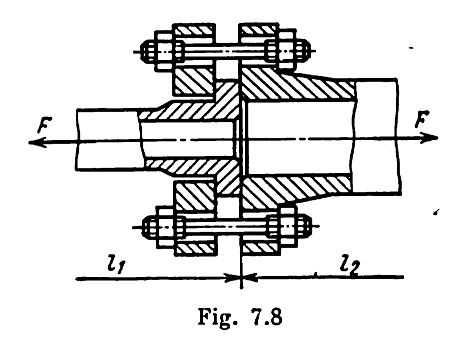


Fig. 7.8

l_1 et l_2. La déformation totale du système λ_0 est plus grande que $\lambda_1 + \lambda_2$, et la différence $\lambda_0 - (\lambda_1 + \lambda_2)$ est la déformation de l'assemblage. On en déduit la rigidité de l'assemblage

$$c_v = \frac{F}{\lambda_0 - (\lambda_1 + \lambda_2)} \text{ kgf/mm.}$$

Les recherches expérimentales ont démontré que la rigidité de l'assemblage est de beaucoup inférieure à celle des éléments assemblés.

La rigidité d'un système c_0 définie par l'expression

$$\frac{1}{c_0} = \frac{1}{c_v} + \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}$$

est toujours inférieure à celle de son élément le moins rigide; il en résulte que c'est l'assemblage (élément le moins rigide) qui détermine la rigidité de l'ensemble du système.

Ces dernières années dans la construction des machines-outils on prête une grande attention aux problèmes de rigidité des joints, car la rigidité d'un système machine-produit-outil détermine la productivité des machines-outils et la précision des produits fabriqués. La rigidité des assemblages permanents est favorisée par l'amélioration de la planéité et de la finition des surfaces associées et l'augmentation de la pression unitaire grâce au préserrage et à la diminution des aires de contact.

La rigidité des assemblages comportant des ressorts est très faible.

CHAPITRE 8

Rivures

GÉNÉRALITÉS

Il n'y a pas longtemps les rivets étaient encore le type principal des assemblages permanents très usités dans toutes sortes de constructions métalliques (chaudières, constructions navales, ponts, etc.). Ces dernières décennies les progrès du soudage ont brusquement restreint le domaine de l'utilisation des rivets.

Les pièces à assembler sont serrées par un rivet composé d'une tige de section ronde *1* et d'une tête *3* (fig. 8.1).

Le rivet est engagé dans des trous coïncidants des pièces à assembler; en rabattant la partie du rivet en saillie on forme la deuxième tête dite tête de fermeture *2*.

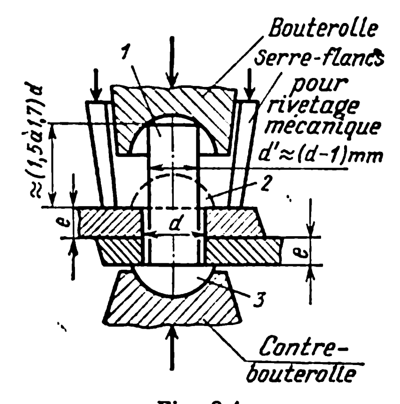


Fig. 8.1

L'opération de la formation de la tête de fermeture s'appelle rivetage.

Les rivets d'acier jusqu'à 12 mm de diamètre se posent à froid; les rivets plus gros sont posés en réchauffant toute la tige ou sa partie.

Pour rendre plus facile l'engagement du rivet, le trou se fait un peu plus grand que le diamètre de la tige.

Le rivetage se fait à la main ou à la riveuse, dans ce dernier cas le métal remplit mieux le trou et l'assemblage se trouve ainsi amélioré.

Avantages et inconvénients. Les rivures travaillent bien dans des constructions soumises à des charges vibratoires marquées, la sécurité des soudures dans ces cas étant jusqu'à présent plus faible.

Les rivures s'emploient aussi pour assembler des pièces en matériaux se prêtant mal au soudage et lorsque l'échauffement est inadmissible par suite du revenu éventuel ou du gauchissement des pièces finies d'usinage.

Parmi les inconvénients des rivures il y a le grand débit de métal et le volume de travail accru. L'augmentation du débit de métal est due à l'exécution des trous qui affaiblissent les sections actives, et au grand poids des rivets qui fait 3,5 à 4 % du poids de la construction, tandis que celui des cordons de soudage ne fait que 1 à 1,5 % du poids de la construction.

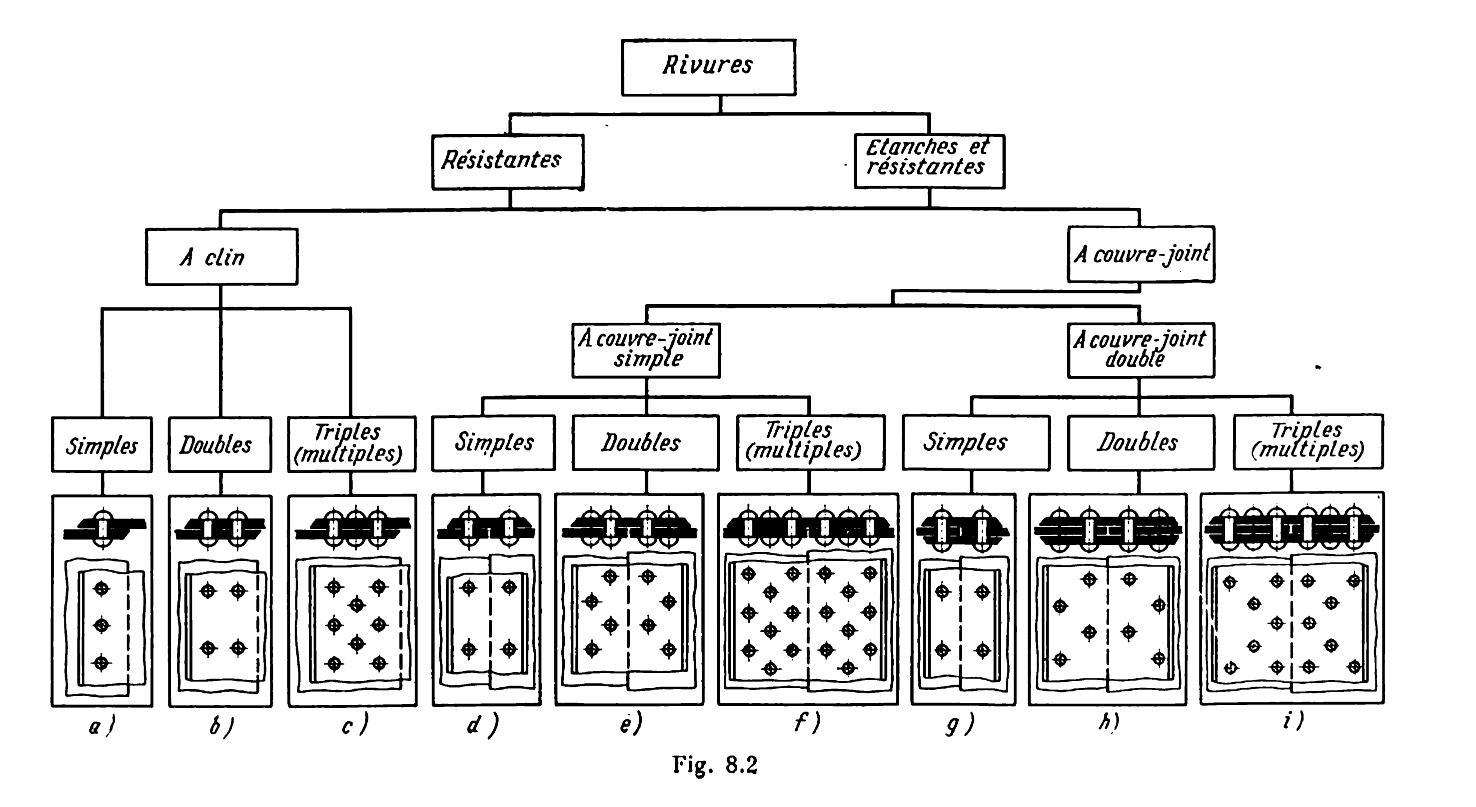

Rivures
Résistantes
Etanches et résistantes
A clin
A couvre-joint
A couvre-joint simple
A couvre-joint double
Simples
Doubles
Triples (multiples)
Simples
Doubles
Triples (multiples)
Simples
Doubles
Triples (multiples)
a)
b)
c)
d)
e)
f)
g)
h)
i)

Fig. 8.2

Le volume de travail accru est dû à la nécessité de réaliser des opérations supplémentaires (traçage, perçage des trous). En outre, le rivetage est une opération bien plus complexe et moins productive que le soudage.

Classification. Les rivets forment avec les pièces assemblées des rivures qui, suivant leur destination, forment des rivures de *résistance* (ensembles de machines, colonnes, fermes, etc.) et des rivures *d'étanchéité et de résistance* (chaudières des machines à vapeur, collecteurs de gaz, réservoirs, bacs, etc.).

La classification de principe des rivures est donnée sur la figure 8.2.

D'après la forme du joint on distingue les rivures à clin et à couvre-joint; suivant la disposition des rivets on a les rivures simples, doubles (fig. 8.2,*b*, *d*) ou en quinconce (fig. 8.2, *c*,*e*, *f*, *h*, *i*). Toutes les rivures à clin et à couvre-joint simple subissent un cisaillement simple (monocisaillées) d'après le nombre de sections sollicitées (fig. 8.2.*a*-*f*), alors que les rivures à couvre-joint double (fig. 8.2.*g*-*i*) subissent un cisaillement double (bicisaillées); ces dernières sont donc plus résistantes que les premières.

CONSTRUCTIONS

Types de rivets. Il existe deux groupes de rivets, à tige pleine et à tige creuse. Certains types de rivets sont représentés dans le tableau 8.1.

Pour la fabrication des rivets on utilise l'acier des nuances Cт. 2, Cт. 3, 10, 15, parfois des aciers alliés, ainsi que le cuivre, laiton, aluminium et autres métaux. Les aciers ordinaires au carbone à charge de rupture plus élevée rendent difficile la formation de la tête de fermeture.

En construction aéronautique on utilise largement des rivets en duralumin posés à froid.

Les rivets les plus usités sont ceux en acier à tête ronde. Le rayon de la tête $R = (0,85 \text{ à } 1,0)\, d$, son diamètre $D = (1,6 \text{ à } 1,75) d$, sa hauteur $h = (0,6 \text{ à } 0,65)\, d$, où d est le diamètre de la tige du rivet.

Les rivets explosifs s'emploient là où il est impossible de réaliser la tête de fermeture par des moyens ordinaires. Ces rivets ont à l'extrémité de la tige un creux rempli d'explosif. Le rivet est mis en place puis sa tête est serrée par une contre-bouterolle chauffée; la chaleur transmise au rivet provoque l'explosion qui fait épanouir l'extrémité libre du rivet lui conférant ainsi une forme particulière. Les rivets explosifs se font en duralumin, acier spécial au carbone ou au chrome-molybdène.

Les rivets creux s'emploient dans la construction aéronautique, la construction des appareils de précision et la construction des machines pour l'industrie légère. L'épaisseur des parois dans ce cas

Tableau 8.1

Types de rivets en acier

Types de rivets	Diamètre de la tige, mm	Dessins
Tête ronde	1 à 36	
Tête en pointe de diamant	2 à 36	
Tête fraisée bombée (ferblanterie)	2 à 36	
Rivets explosifs	1 à 10	
Rivets creux	1 à 10	
Rivets creux à bords rabattus	1 à 10	

varie de 0,25 à 1,5 mm. Le rivetage consiste à former par étirage la tête de fermeture. Les rivets creux sont employés pour l'assemblage des pièces métalliques, et ceux à bords rabattus, pour l'assemblage des pièces en matériaux élastiques, comme le cuir, les tissus, etc.

Les assemblages d'importance secondaire sont réalisés avec des rivets creux en acier, en cuivre et en d'autres métaux, sans soudure ou soudés ; les rivets prévus pour des assemblages importants sont exécutés par tournage.

Construction des assemblages. La conception d'une rivure débute après l'établissement du nombre de rivets nécessaire. La rivure doit

7—01250

assurer non seulement un service correct, elle doit être encore commode dans l'exécution.

Supposons que pour fixer un gousset à une barre il faut trois rivets; ces rivets peuvent être disposés:

1) en une rangée, ce qui uniformise la charge suivant les rivets mais nécessite des éléments d'une grande largeur (fig. 8.3,*a*);

2) suivant la ligne d'action de la force (fig. 8.3,*b*), ce qui permet d'avoir un joint étroit mais rend très irrégulière la répartition des contraintes dans les sections de la barre (cf. p. 100);

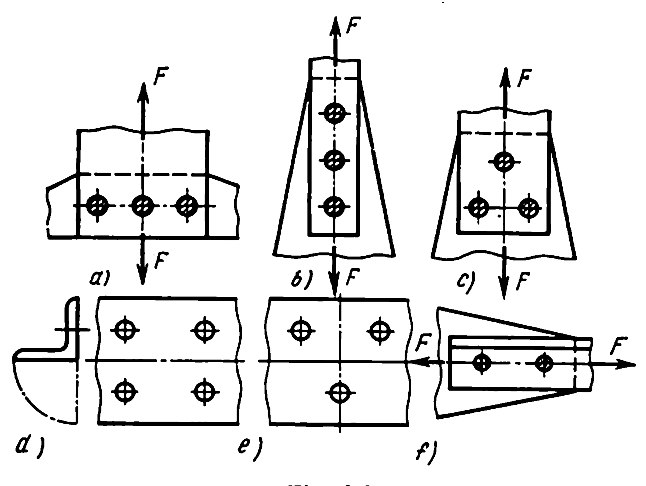


Fig. 8.3

3) en triangle (fig. 8.3,*c*), solution intermédiaire quant à la valeur des contraintes et l'encombrement du joint.

Il ne faut pas poser des rivets dans les ailes des cornières car dans ce cas la section active de la barre se trouve affaiblie. La disposition des rivets de la figure 8.3,*d* est pire que celle de la figure 8.3,*e*.

Les rivets doivent être placés le plus près possible de l'axe qui passe par le centre de gravité de la section de la cornière pour diminuer les moments supplémentaires engendrés dans les éléments sollicités en traction ou en compression (fig. 8.3, *f*).

SOLLICITATIONS

Principe de transmission d'une charge. Le refroidissement de la tige d'un rivet posé à chaud donne lieu à des forces longitudinales importantes qui serrent l'un à l'autre les éléments rivés et engendrent des forces de frottement importantes.

En refroidissant, la tige se contracte et sa section droite diminue; il en résulte un jeu entre la tige et la paroi du trou qui altère sensiblement la résistance et la rigidité de l'assemblage.

La figure 8.4,*a* et *b* représente le diagramme « charge *F*-déformation Δ » qui traduit le travail d'un assemblage riveté. Les courbes *A* matérialisent les forces de frottement, et les courbes *B*, la déformation de la tige du rivet qui ne comporte pas dans la rivure de palier d'écoulement bien marqué.

Les courbes *A* comptent trois parties. La première va jusqu'au point *1* et définit le cisaillement élasto-plastique, lorsque la valeur de forces de frottement est maximale, alors que celle de déplacements

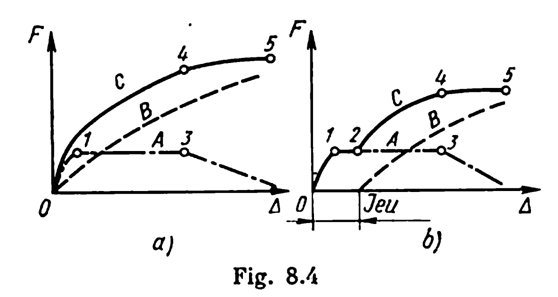


Fig. 8.4

des éléments assemblés est faible. De ce point au point *3* les forces de frottement se stabilisent et si leur valeur reste constante, elles donnent lieu à un glissement.

La troisième partie qui commence à partir du point *3* traduit le travail de la tige du rivet qui se déforme et se rompt parfois, diminuant ainsi la compression initiale des éléments rivés et réduisant les forces de frottement.

Si le rivet est posé sans jeu comme c'est le cas d'un rivetage à froid, la capacité portante de l'assemblage, définie par le travail commun des forces de frottement et de la tige, est figurée par la courbe *C* (fig. 8.4,*a*) dont les ordonnées de chacun des points représentent la somme des ordonnées des points respectifs des courbes *A* et *B*.

Lorsqu'un jeu existe, la capacité portante de l'assemblage pendant la période de travail initiale n'est définie que par la valeur des forces de frottement (fig. 8.4,*b*) ; dans ce cas, le déplacement réciproque des éléments assemblés est rendu possible dans les limites du jeu jusqu'au point *2*. Le point *4* marque le début d'une augmentation brusque des déformations plastiques dans le rivet, accompagnée d'une diminution des forces de frottement. Enfin, le point *5* est celui de la rupture de l'assemblage.

Pour de nombreuses constructions, un glissement résiduel même infime est à proscrire. Dans le cas de la rivure d'une chaudière à vapeur, par exemple, cela peut entraîner un défaut d'étanchéité, et dans le cas d'une construction métallique, la redistribution des contraintes au sein des tiges par suite du changement de leur

longueur. Donc, une résistance et une rigidité accrues ne peuvent être assurées que par des jeux minimaux entre la tige et le trou.

C'est pourquoi il est avantageux d'exécuter le rivetage de diverses constructions soit à froid, soit en n'échauffant que l'extremité de la tige prévue pour former la tête de fermeture.

Répartition de la charge. L'action d'une force F, qui s exerce sur un ensemble (fig. 8.5,*a*), se répartit entre les rivets de fa on que

$$F_1 + F_2 = F.$$

La charge F_2 qui agit sur l'élément de la pièce *II* entre les rivets y provoque la contrainte

$$\sigma_2 = \frac{\lambda E_2}{t_1},$$

où λ est l'allongement absolu de l'élément considéré;

E_2, le module d'élasticité longitudinale du matériau de la pièce *II*.

Donc,

$$F_2 = \sigma_2 be = \lambda \frac{E_2 S_2}{t_1}.$$

La déformation de la pièce *II* est fonction de la rigidité $\frac{E_1 S_1}{t_1}$ d'un élément de la pièce *I* de la même longueur. Si $\frac{E_1 S_1}{t_1} = \infty$, alors $\lambda = 0$ et $F_2 = 0$. Dans ce cas limite toute la charge serait reçue

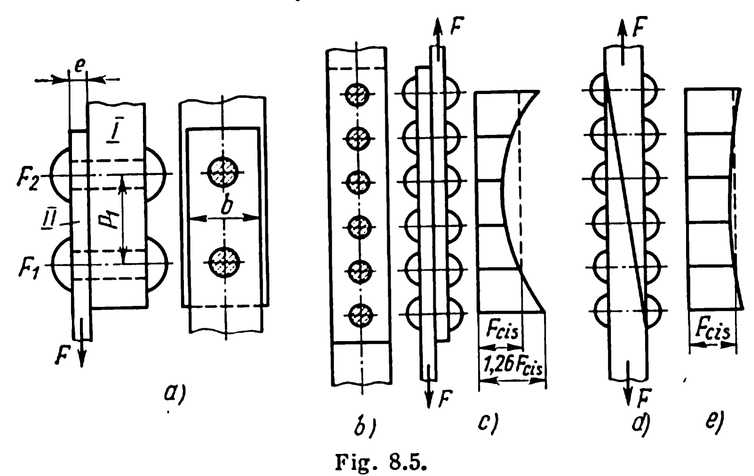


Fig. 8.5.

par le premier rivet. C'est pourquoi il n'y a aucun avantage à assembler par une rivure multiple les éléments dont la différence de rigidité est très marquée.

Plus le nombre des rivets d'une rangée est important, plus la distribution de la charge entre eux est inégale, plus leur travail

dans le domaine de la déformation élastique est irrégulier. Ce sont les rivets extrêmes qui sont les plus chargés, alors que ceux du milieu le sont insuffisamment.

Pour la rivure représentée sur la fig. 8.5,*b*, la surcharge des rivets extrêmes constitue 26 % de l'effort moyen (voir l'épure de la fig. 8.5,*c*).

Dans les assemblages réalisés suivant la fig. 8.5,*d*, la distribution de la charge est équilibrée (fig. 8.5,*e*). A mesure qu'on s'approche

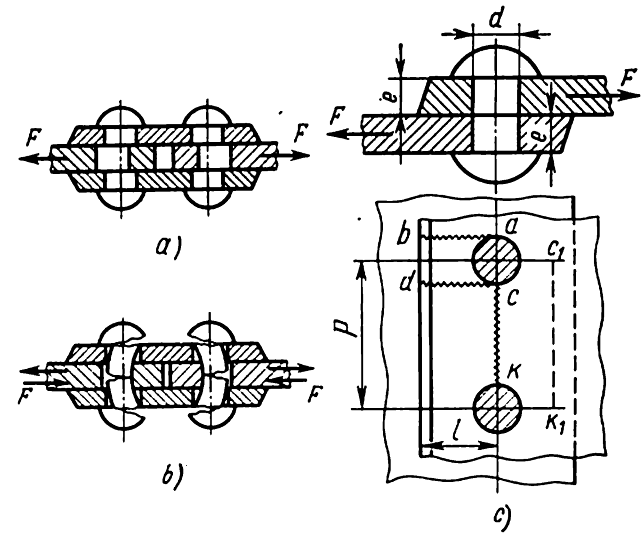


Fig. 8.6

des bords, des contraintes plus importantes s'exerçant sur les tôles d'un joint provoquent des déformations plus importantes, dont il résulte des charges plus élevées sur les rivets voisins.

Types de détériorations. L'existence d'un jeu entre la tige et le trou favorise la rupture du rivet.

Sous charge statique, la rupture des rivets posés à chaud et à froid a lieu par cisaillement de la tige (fig. 8.6,*a*). Sous charge alternative, la rupture des rivets posés à chaud a l'aspect d'une cassure fragile résultant de la fatigue provoquée par la flexion et la traction successives de la tige (fig. 8.6,*b*). Dans des cas analogues, la rupture des rivets posés à froid qui n'ont pas de jeu entre la tige et le trou, se produit par cisaillement.

Un rivet placé près du bord des pièces assemblées, à une distance l inférieure à celle prévue par les normes, peut donner lieu à un cisaillement suivant les lignes *ab* et *cd* (fig. 8.6,*c*).

Lorsque l'épaisseur des pièces assemblées est faible, la tige du rivet peut être comprimée.

CALCUL

Résistance des éléments d'une rivure. Les dimensions principales d'une rivure p et l (fig. 8.6,*c*) peuvent être choisies d'après les normes en fonction de l'épaisseur e des pièces assemblées.

Soit une force F qui s'exerce sur une rivure à n rivets; la charge unitaire d'un secteur de la rivure de largeur p égale au pas de la rivure s'écrit

$$F_0 = \frac{F}{n}.$$

Si la contrainte qui intervient dans la section ck affaiblie par le trou est σ_1 et celle dans la section c_1k_1 non affaiblie, σ_2, on obtient,

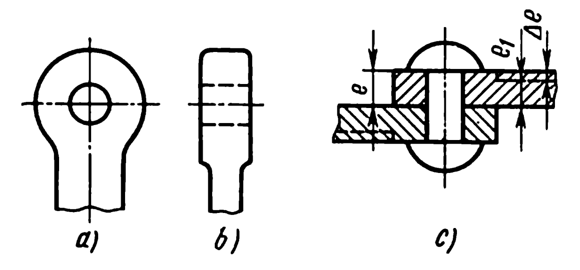


Fig. 8.7

compte tenu du coefficient k_σ de concentration des contraintes près du trou,

$$\sigma_{max} = k_\sigma \sigma_1 = k_\sigma \frac{F_0}{(p-d)\,e} \quad \text{et} \quad \sigma_2 = \frac{F_0}{pe}.$$

D'où le coefficient de rivure

$$\varphi = \frac{\sigma_2}{\sigma_{max}} = \frac{p-d}{k_\sigma p}.$$

Pour $k_\sigma = 1$ d'une rivure simple monocisaillée à $p = 3d$, par exemple, on obtient $\varphi = 0{,}67$, ce qui signifie que la résistance des parties assemblées diminue de 33 %.

Pour obtenir les valeurs importantes de φ, on cherche à majorer la surface des sections affaiblies par le trou. Dans les assemblages à rivet unique, on y parvient de la façon illustrée par la figure 8.7,*a* (largeur accrue) et *b* (épaisseur accrue).

Les trous affaiblissant les tôles assemblées par des rivures entraînent une augmentation considérable de poids de l'ensemble de la construction. En effet, si e_1 est l'épaisseur de la tôle, calculée pour une rivure longitudinale multiple d'une chaudière à vapeur par exemple (fig. 8.7,*c*), dont le coefficient de rivure est φ, l'épaisseur nécessaire à l'endroit où la tôle est affaiblie par les trous est $e = \frac{e_1}{\varphi}$.

Il serait plus avantageux de n'accroître l'épaisseur du métal que près du rivet, comme dans le cas d'un rivet unique. Mais les conditions de fabrication proscrivent l'utilisation de tôles à bords d'une épaisseur accrue. On est donc amené à augmenter toute l'épaisseur de la tôle d'une valeur Δe.

Rivures de résistance soumises à des charges statiques. Les principes actuellement adoptés se fondent sur les hypothèses suivantes:

a) la charge est répartie uniformément entre tous les rivets;

b) la force de frottement entre les éléments à river n'existe pas.

Pour calculer les rivures de résistance on choisit généralement le diamètre des rivets et partant de la charge totale on détermine leur nombre. Mais il arrive souvent qu'on se guide par le nombre des rivets pour calculer ensuite le diamètre du rivet le plus sollicité.

Lorsque la sollicitation est symétrique, pour un nombre z de sections cisaillées simultanément, l'équation de la résistance s'écrit

$$F_0 = \frac{F}{n} \leqslant z \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{\text{cis}}. \qquad (8.1)$$

Le nombre de rivets d'une rivure est alors:

$$n \geqslant \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F}{z d^2 [\tau]_{\text{cis}}}. \qquad (8.2)$$

La formule de la résistance d'un rivet à la compression s'écrit:

$$F_0 = \frac{F}{n} \leqslant ed [\sigma]_{\text{com}}, \qquad (8.3)$$

et le nombre n de rivets d'une rivure:

$$n \geqslant \frac{F}{ed [\sigma]_{\text{com}}}. \qquad (8.4)$$

Des deux valeurs de n ainsi obtenues, pour le calcul de la rivure on prend la plus grande.

Dans les formules (8.2) et (8.4) d est le diamètre du trou en cm; e, l'épaisseur minimale des éléments assemblés en cm; $[\tau]_{\text{cis}}$ et $[\sigma]_{\text{com}}$, respectivement les contraintes admissibles au cisaillement et à la compression, en kgf/cm².

Pour les rivets en acier Cт. 2 des constructions métalliques $[\tau]_{\text{cis}} = 1000$ à 1400 kgf/cm², la plus grande de ces valeurs étant choisie pour des trous percés, et la plus petite, pour des trous poinçonnés.

Pour les pièces assemblées en Cт. 2 et Cт. 3, $[\sigma]_{\text{com}} = 2100$ à 2400 kgf/cm².

L'action d'une charge asymétrique (fig. 8.8,*a*) peut être remplacée par celle d'une force symétrique (fig. 8.8,*b*) et d'un couple (fig. 8.8,*c*). La charge maximale qui s'exerce sur un rivet (fig. 8.8,*d*) devient alors

$$F_0 = F_{\text{tr}} + F_{\text{m}} = \frac{F}{n} + \frac{Fl}{rn} = \frac{F}{n}\left(1 + \frac{l}{r}\right).$$

D'une façon analogue, l'effort s'exerçant sur chaque rivet de l'ensemble représenté sur la fig. 8.9,*a*, sous l'action de la charge F (fig. 8.9,*b*) est $F_{tr} = \frac{F}{n}$. L'effort maximum F_{m_1} produit par le couple

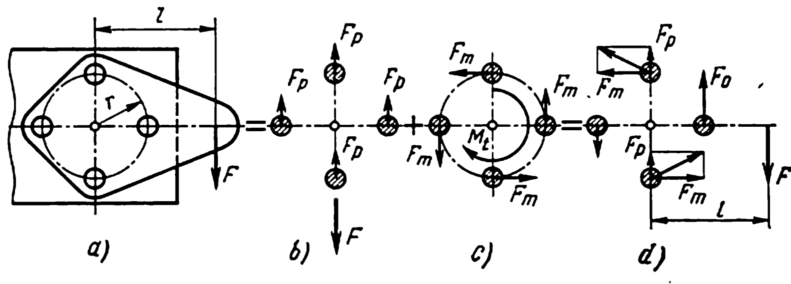


Fig. 8.8

Fl s'exerce sur les rivets extrêmes les plus éloignés de ce qu'on appelle le centre de cisaillement O d'une rivure.

Puisque les déformations (cisaillement) des rivets sont proportionnelles à leur distance r_1, r_2, . . . du centre de cisaillement (fig. 8.9, *a*)

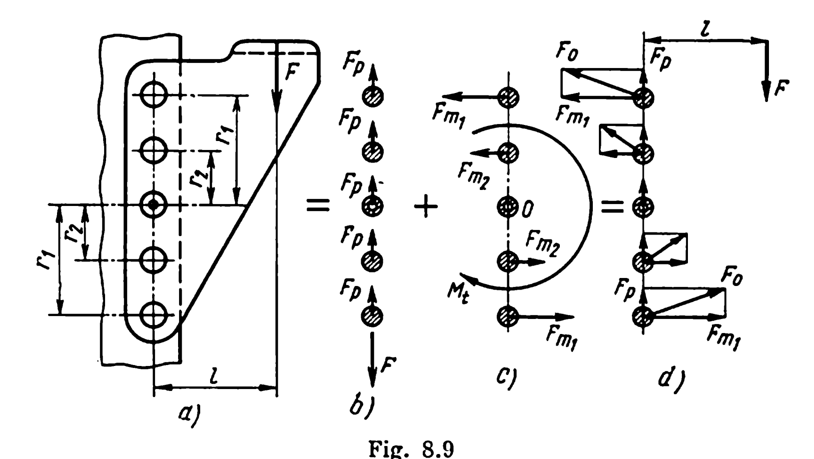


Fig. 8.9

les efforts qui s'exercent sur les rivets F_{m_1}, F_{m_2}, . . . sont proportionnels aux r_1, r_2, . . ., c'est-à-dire

$$\frac{F_{m_1}}{F_{m_2}} = \frac{r_1}{r_2}, \quad \frac{F_{m_1}}{F_{m_3}} = \frac{r_1}{r_3}, \quad \ldots, \text{ etc.} \tag{8.5}$$

Le couple extérieur est équilibré par ceux produits par les efforts agissant sur les rivets (fig. 8.9,*c*), c'est-à-dire

$$Fl = 2F_{m_1}r_1 + 2F_{m_2}r_2 + \ldots$$

En y portant $F_{m_2}=F_{m_1}\frac{r_2}{r_1}$; $F_{m_3}=F_{m_1}\frac{r_3}{r_1}$, etc., on obtient:

$$F_{m_1}=\frac{Fl}{2\left(r_1+\frac{r_2^2}{r_1}+\frac{r_3^2}{r_1}+\dots\right)}=\frac{Flr_1}{2(r_1^2+r_2^2+r_3^2+\dots)}.$$

On en déduit l'effort exercé sur le rivet le plus chargé (fig. 8.9,*d*)

$$F_0=\sqrt{F_{tr}^2+F_{m_1}^2}.$$

Tous les rivets d'une rivure ont la même dimension et leur diamètre est déterminé par F_0 des relations (8.1) et (8.3).

Rivures de résistance soumises à des charges variables. Si la charge appliquée à une rivure est alternative, les contraintes admissibles pour les constructions en acier à faible carbone sont diminuées en les multipliant par le coefficient de correction γ déterminé d'après la formule.

$$\gamma=\frac{1}{1-0{,}3\frac{F_{min}}{F_{max}}}.$$

Les forces F_{min} et F_{max} entrent dans cette formule chacune avec son signe.

Calcul des rivures d'étanchéité et de résistance. On exige des rivures de ce groupe non seulement la résistance mais également l'étanchéité qui peut être assurée en éliminant le déplacement relatif des tôles.

Il est impossible de définir théoriquement la valeur de l'étanchéité. C'est pourquoi la résistance au glissement des tôles, due au frottement engendré par les rivets, est déterminée empiriquement par ce qu'on appelle le coefficient de glissement.

C'est le terme qui traduit la force de résistance au glissement des tôles, s'exerçant conventionnellement sur une unité de surface de la section droite des rivets, c'est-à-dire

$$\xi=\frac{F_0'}{zk\frac{\pi d^2}{4}}\leqslant[\xi], \qquad (8.6)$$

où F_0' est l'effort appliqué à la tôle sur un secteur de la longueur du pas. Pour la rivure longitudinale d'une chaudière à vapeur, $F_0'=\frac{Dpt}{2}$; pour une rivure transversale, $F_0'=\frac{Dpt}{4}$. D est ici le diamètre intérieur de la chaudière (ou, plus généralement, d'un récipient); p la pression de vapeur (ou de gaz, etc.); k le nombre de rivets d'une bande de la largeur du pas; z le nombre de sections cisaillées simultanément; $[\xi]$ la valeur admissible du coefficient de glissement qui est fonction du type de la rivure (tableau 8.2).

Tableau 8.2

Caractéristiques principales des rivures d'étanchéité et de résistance

Type de rivure	$c=\frac{Dp}{2}$, kgf/cm	Diamètre du rivet d, mm	Pas t, mm	$\varphi=\frac{t-d}{t}$	$[\xi]$, kgf/cm²
Simple à clin (fig. 8.2,*a*)	Jusqu'à 500	$e+8$	$2d+8$	0,56 à 0,60	600 à 700
Double à clin (fig. 8.2,*b*)	350 à 950	$e+8$	$2{,}6d+15$	0,70	600 à 650
Triple à clin (fig. 8.2,*c*)	450 à 1 350	$e+(6$ à $8)$	$3d+22$	0,75	550 à 600
Double à couvre-joint double (fig. 8.2,*h*)	450 à 1 350	$e+(5$ à $6)$	$3{,}5d+15$	0,75	2 (475 à 575)
Triple à couvre-joint double (fig. 8.2,*i*)	450 à 2 300	$e+5$	$6d+20$	0,85	2 (450 à 550)

Le diamètre de la chaudière D et la pression p étant donnés, le coefficient de rivure φ est choisi d'après le tableau 8.2 en fonction de $c=\frac{Dp}{2}$.

L'épaisseur de la paroi de la chaudière est définie par la formule

$$e=\frac{Dp}{2\varphi\,[\sigma]_{tr}}+\Delta, \qquad (8.7)$$

où $[\sigma]_{tr}$ est la contrainte admissible en kgf/cm² dont le choix est guidé par le type de la rivure, les propriétés mécaniques du matériau et la température de la paroi; elle varie de 700 à 1 100 kgf/cm²; $\Delta = 0{,}1$ à $0{,}3$ cm est la majoration de corrosion.

La connaissance de la valeur e et les relations empiriques du tableau 8.2 permettent de déterminer d et t. La valeur de ξ calculée suivant la formule (8.6) ne doit pas dépasser celle de $[\xi]$ consignée sur le tableau 8.2.

Pour rendre une rivure plus étanche, après la pose de tous les rivets on procède au matage qui consiste à refouler les bords de la tôle à coups de marteau portés sur le matoir ayant la forme d'un burin émoussé.

CHAPITRE 9

Soudures

GÉNÉRALITÉS

Une soudure est un assemblage permanent des pièces à l'aide d'un cordon de soudage.

Un soudage à l'arc défectueux peut produire plusieurs défauts, dont les principaux sont (fig. 9.1) les inclusions de laitier et d'oxyde qui se disposent en points, en chaîne et en bandes *I*, les entailles de pénétration *II* et les manques de pénétration *III* à la base du cordon. Ces défauts réduisent la résistance d'une soudure, surtout à des charges alternatives, dont l'effet de concentration des contraintes est particulièrement important.

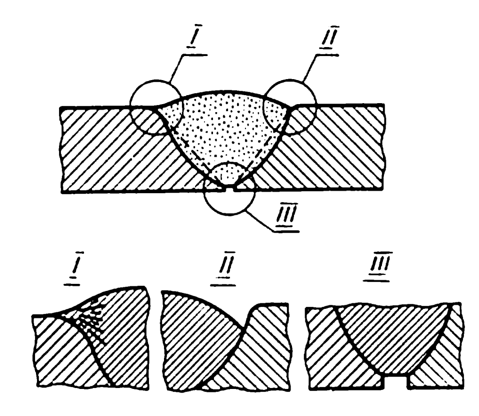


Fig. 9.1

Le soudage automatique sous flux produit des cordons plus homogènes et résistants que ceux formés par soudage manuel.

Avantages et inconvénients. Lors de l'exécution des assemblages permanents, les soudures présentent plusieurs avantages sur ceux exécutés par rivetage. Parmi les plus importants il y a l'économie de métal et la diminution de la quantité de travail. L'économie de métal s'obtient par une meilleure utilisation du métal en l'absence des trous qui affaiblissent les sections sollicitées, grâce à un poids plus faible des éléments d'assemblage et une large utilisation des joints en bout rendant inutiles les éléments secondaires sous forme de couvre-joints. Le gain de poids enregistré dans le cas d'une soudure par rapport à une rivure varie en moyenne de 10 à 20 %.

L'utilisation du soudage au lieu du moulage diminue le débit de métal, les surépaisseurs d'usinage étant réduites; d'autre part, il devient possible d'imposer aux pièces des sections plus petites, car l'épaisseur des parois des pièces moulées, déterminée souvent par la gamme de fabrication, est généralement deux fois et plus supérieure à celle des pièces soudées. L'économie de métal dans des cas analogues peut dépasser 40 % (bâtis des machines-outils, par exemple).

Le soudage à l'arc est presque toujours avantageux dans les conditions d'une fabrication unitaire ou en petites séries, lorsque le prix des produits fabriqués en petit nombre doit rendre compte du prix des modèles de moulage.

Les inconvénients de ce processus sont les déformations thermiques ainsi que son application impossible dans le cas des matériaux se prêtant mal au soudage.

Classification. D'après leur destination on distingue les soudures *de résistance* et *d'étanchéité* et *de résistance*. Ces soudures remplissent les mêmes fonctions que les rivures et, notamment, la transmission de l'effort d'un élément à l'autre dans les assemblages résistants, et en plus, la réalisation de l'étanchéité aux liquides et aux gaz dans les soudures d'étanchéité et de résistance.

Les types de joints soudés sont les suivants: *en bout*, *à clin* ou *à couvre-joint*, *en T* et *d'angle*. La classification des cordons principaux est donnée sur la figure 9.2, de même que leurs notations conventionnelles: symbole graphique à gauche, lettre et chiffre à droite.

Les éléments disposés dans le même plan sont assemblés par des joints *en bout*. Le type d'un tel joint est défini par la forme de la préparation des bords des éléments assemblés (fig. 9.2, *a-h*).

En comparant les joints en V et en U, on est amené à noter que le débit d'énergie électrique et de matériau d'apport est inférieur dans le cas d'un joint en U, car sa section droite, pour l'épaisseur de la tôle considérée, est inférieure à celle du joint en V. Un autre avantage des joints en U est que leur chanfrein étant peu important, lors du refroidissement le retrait du métal est presque uniforme sur toute la section et donc le gauchissement des tôles est beaucoup plus faible que dans le cas d'un joint en V.

Dans l'assemblage des tôles de 12 mm et plus d'épaisseur, les soudures bilatérales en X et en U sont employées au même titre que celles en V ; bien que les angles du chanfrein α soient les mêmes, les surfaces de la section droite des premières sont de 30 à 40 % plus petites que celles des secondes. Les défauts des soudures en X et en U sont le manque de pénétration éventuel au milieu du joint et le prix élevé de la préparation des bords, surtout pour des joints en U.

Les types examinés de joints bout à bout employés dans le soudage manuel à l'arc sont homologués par les normes soviétiques et largement employés dans la fabrication des pièces soudées. La préparation des bords pour le soudage automatique à l'arc se distingue sur-

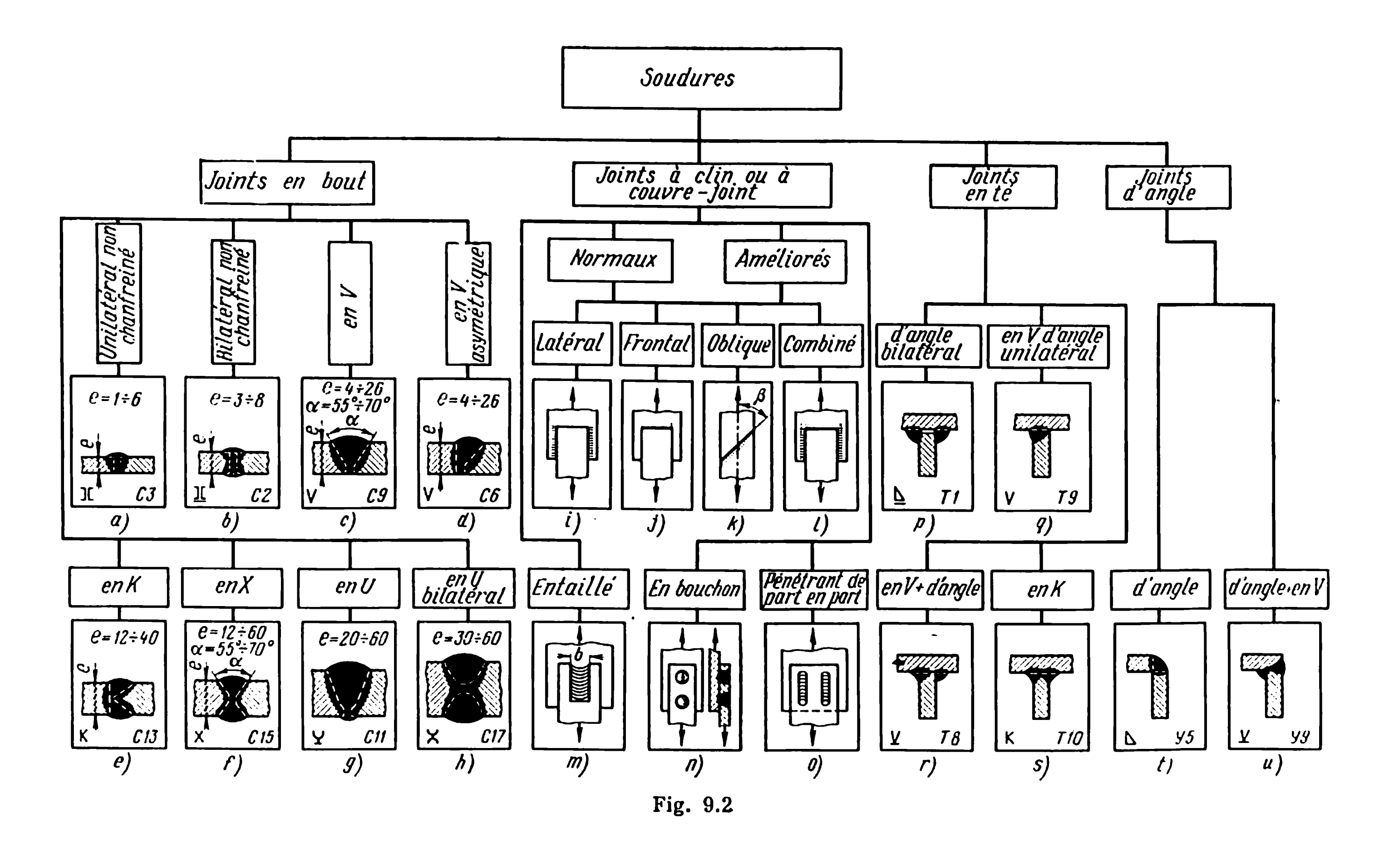

Soudures
Joints en bout
Joints à clin ou à couvre-joint
Joints en té
Joints d'angle
Unilatéral non chanfreiné
Bilatéral non chanfreiné
en V
en V asymétrique
e=1÷6
C3
e=3÷8
C2
e=4÷26
α=55°÷70°
C9
e=4÷26
C6
a)
b)
c)
d)
en K
en X
en U
en U bilatéral
e=12÷40
C13
e=12÷60
α=55°÷70°
C15
e=20÷60
C11
e=30÷60
C17
e)
f)
g)
h)
Normaux
Améliorés
Latéral
Frontal
Oblique
Combiné
β
i)
j)
k)
l)
Entaillé
En bouchon
Pénétrant de part en part
b
m)
n)
o)
d'angle bilatéral
en V d'angle unilatéral
T1
T9
p)
q)
en V+d'angle
en K
T8
T10
r)
s)
d'angle
d'angle en V
У5
У9
t)
u)

Fig. 9.2

tout par l'angle α de chanfrein qui dans ce cas varie de 30 à 50°.

Les cordons prévus pour l'assemblage d'éléments disposés dans des plans différents portent le nom de soudure *d'angle*. Suivant la forme de la section on distingue les cordons *normaux*, dont la section a la forme d'un triangle rectangle isocèle (fig. 9.3,*a*) et *améliorés*, dont

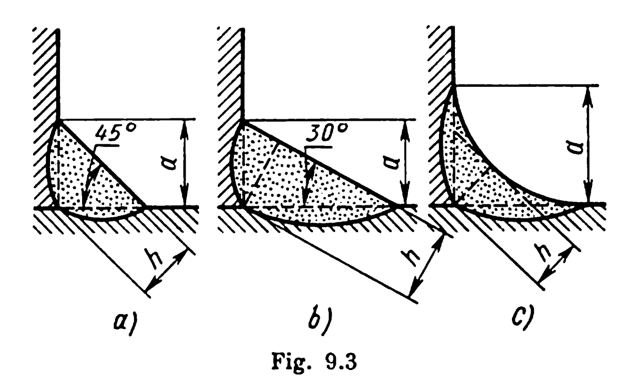


Fig. 9.3

la section a soit la forme d'un triangle à base plus grande que la hauteur (fig. 9.3,*b*), soit la forme d'un triangle curviligne (fig. 9.3,*c*). La forme usuelle des cordons de soudure est celle représentée sur la figure 9.3,*a*.

CONSTRUCTIONS

Dans les constructions soudées, les assemblages les plus usités sont les j o i n t s e n b o u t, comme étant les plus simples et les plus sûrs. Avec les soudures de ce type on peut réunir des éléments d'épaisseur différente (fig. 9.4,*a*). La préparation des bords pour le soudage est définie par l'épaisseur des éléments assemblés (fig. 9.2, *a-h*).

Les j o i n t s à c l i n peuvent être à un ou à deux cordons *frontaux* (fig. 9.4,*b*), à cordons *latéraux* (fig. 9.4,*c*), *mixtes*, *entaillés*, etc. (cf. fig. 9.2). La longueur minimale du côté du cordon $a_{min} = 3$ mm pour une épaisseur des tôles à assembler $e \geqslant 3$ mm. La longueur minimale du cordon d'angle $l_{min} = 30$ mm. Si la longueur est plus petite, les défauts aux extrémités du cordon réduisent nettement sa résistance. La soudure à clin des éléments de forme géométrique différente est illustrée par la figure 9.4,*d*.

Les a s s e m b l a g e s à c o u v r e - j o i n t peuvent être *à couvre-joint simple*, les éléments étant soudés bout à bout, et *à couvre-joint double* (fig. 9.4,*e*). L'épaisseur d'un couvre-joint simple est $e_c = (0,7$ à $1)e$ et d'un couvre-joint double, $e_c = (0,3$ à $0,5)e$.

Les a s s e m b l a g e s e n t é s'emploient pour le soudage des éléments réciproquement perpendiculaires. De plus les cordons peu-

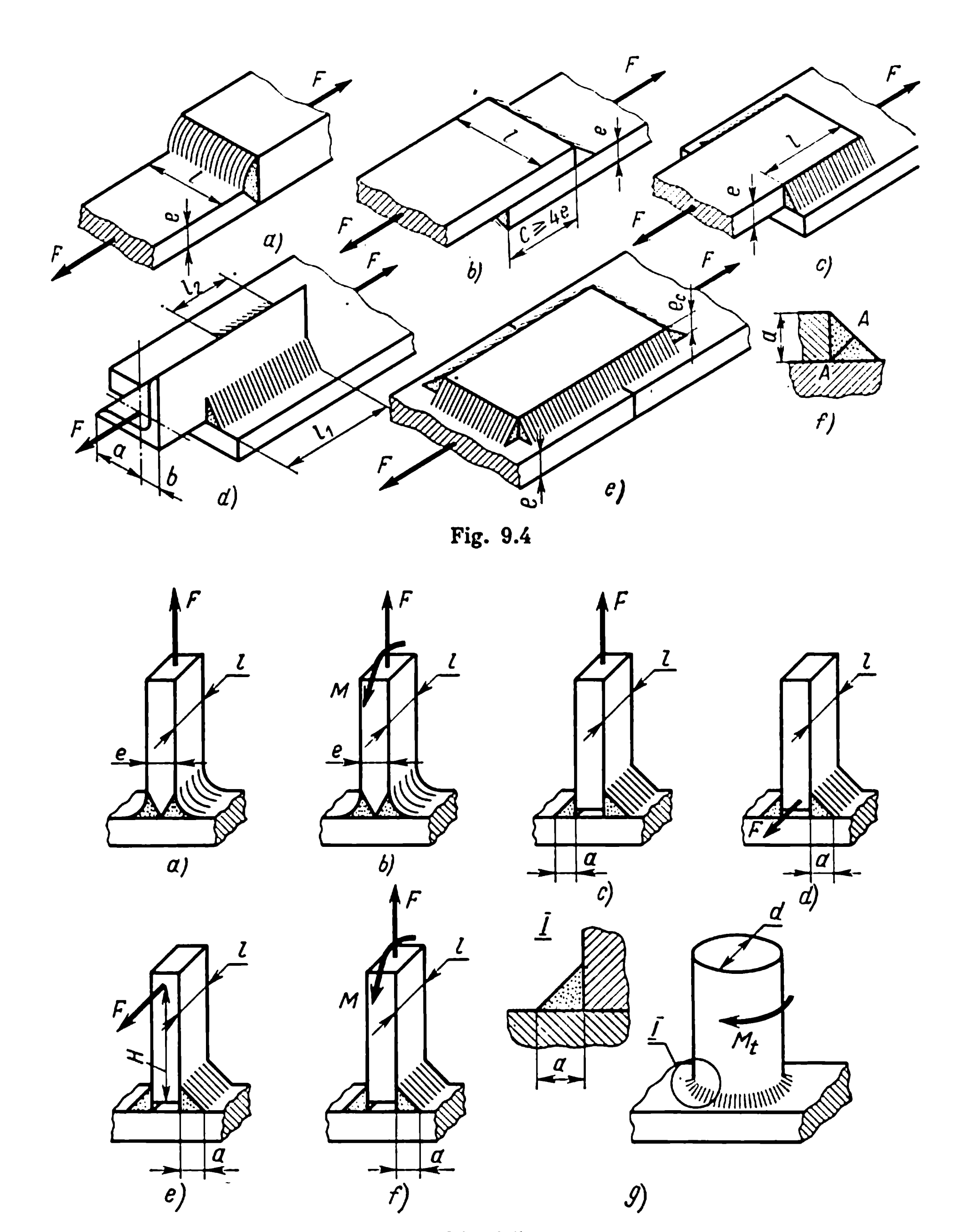


Fig. 9.4

Fig. 9.5

Quelques constructions de pièces et assemblages soudés

Mauvais	Bon	Recommandations générales
		Réduire le nombre d'éléments soudés, de joints et de nervures. Ne réaliser des joints doubles que dans le cas des sollicitations importantes.
		Proscrire les soudures dans les plans des joints. Les joints intérieurs ne doivent intervenir que sur les corps lourds.
		La couronne doit être en plat d'acier ; les dents sont taillées de façon que le cordon se trouve juste au milieu de l'entredent. Ne pas façonner le moyeu et la couronne avant le soudage.
nervure	nervure	Les nervures se font en plat d'acier et non par découpage. La jante doit faire saillie sur les nervures.

Suite

Mauvais	Bon	Recommandations générales
		Couper l'angle de la nervure pour éliminer l'intersection des joints.
		Les joints étanches sont placés à l'intérieur.
		La base du joint ne doit pas être placée dans une zone sollicitée à la traction.

vent être bout à bout (fig. 9.5,*a*) ou d'angle (fig. 9.5,*c*). Les soudures d'angle (fig. 9.2, *t*, *u*) sont des variantes des joints en té.

Certaines constructions des assemblages et des éléments de machines soudés sont consignés sur le tableau 9.1.

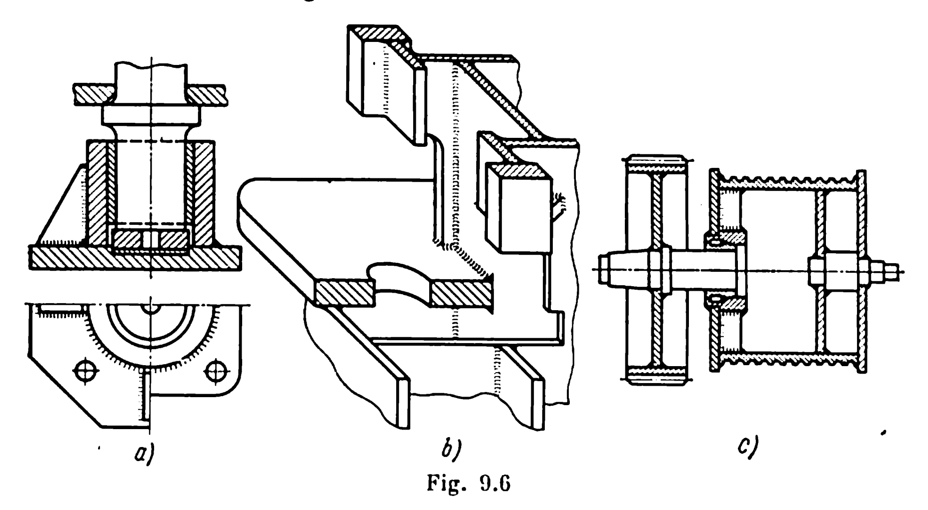


Fig. 9.6

La figure 9.6 représente le palier inférieur d'une colonne de grue pivotante (*a*), une partie de bâti d'une presse à excentrique (*b*), une roue avec tambour de mécanisme de levage d'une grue (*c*).

L'efficacité du soudage dans la fabrication des éléments de machines est définie par toute une série de facteurs technologiques et fonctionnels (type d'assemblage, forme des raidisseurs, disposition rationnelle des cordons, etc.).

SOLLICITATIONS

La transmission des charges d'un élément à l'autre donne lieu à des contraintes locales importantes dont la grandeur est définie par les défauts technologiques des cordons, leur configuration et la construction de l'assemblage.

Les s o u d u r e s e n b o u t sont les meilleures du fait qu'elles donnent lieu à une faible concentration des contraintes. La figure 9.7, *a* représente les épures des contraintes normales établies expérimentalement par photo-élasticité et qui agissent dans la direction

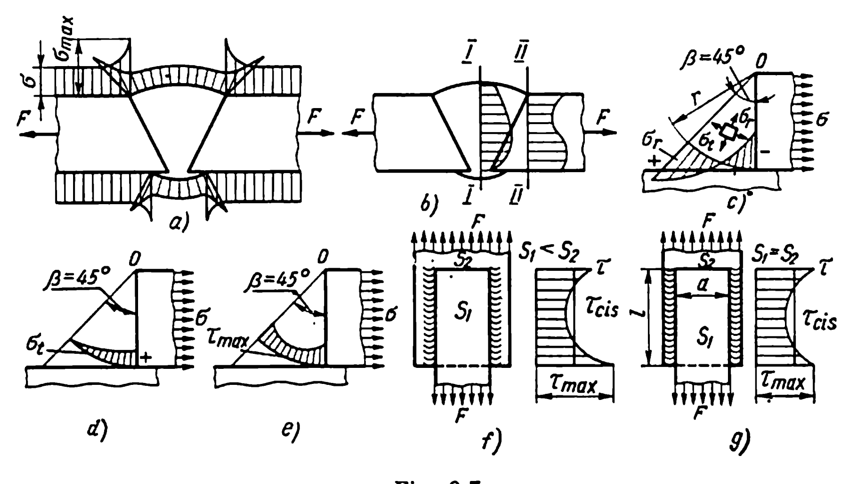


Fig. 9.7

normale au cordon. Lorsque les rapports des dimensions du cordon sont défavorables, σ_{max} peut atteindre 1,6σ. Les épures des contraintes normales suivant l'épaisseur du cordon dans les sections *I-I* et *II-II* sont matérialisées sur la figure 9.7, *b*.

Les épures de répartition des contraintes dans les cordons frontaux s'obtiennent par la méthode de la théorie d'élasticité sous l'hypothèse qu'un cordon est un coin sollicité par une charge uniformisée sur un côté. Les épures des contraintes suivant un arc de cercle de rayon *r* et de centre au sommet du coin sont représentées sur la figure 9.7 (*c* — contraintes normales radiales σ_r; *d* — contraintes normales rotatives σ_t; *e* — contraintes principales tangentielles τ_{max}). Dans un cordon triangulaire à angle $\beta = 60°$, τ_{max} est deux fois plus faible que dans le cas de $\beta = 45°$.

La répartition des contraintes suivant la longueur d'un cordon latéral est irrégulière. Si la rigidité des éléments assemblés est différente, les sollicitations s'exerçant dans le cordon latéral sont plus

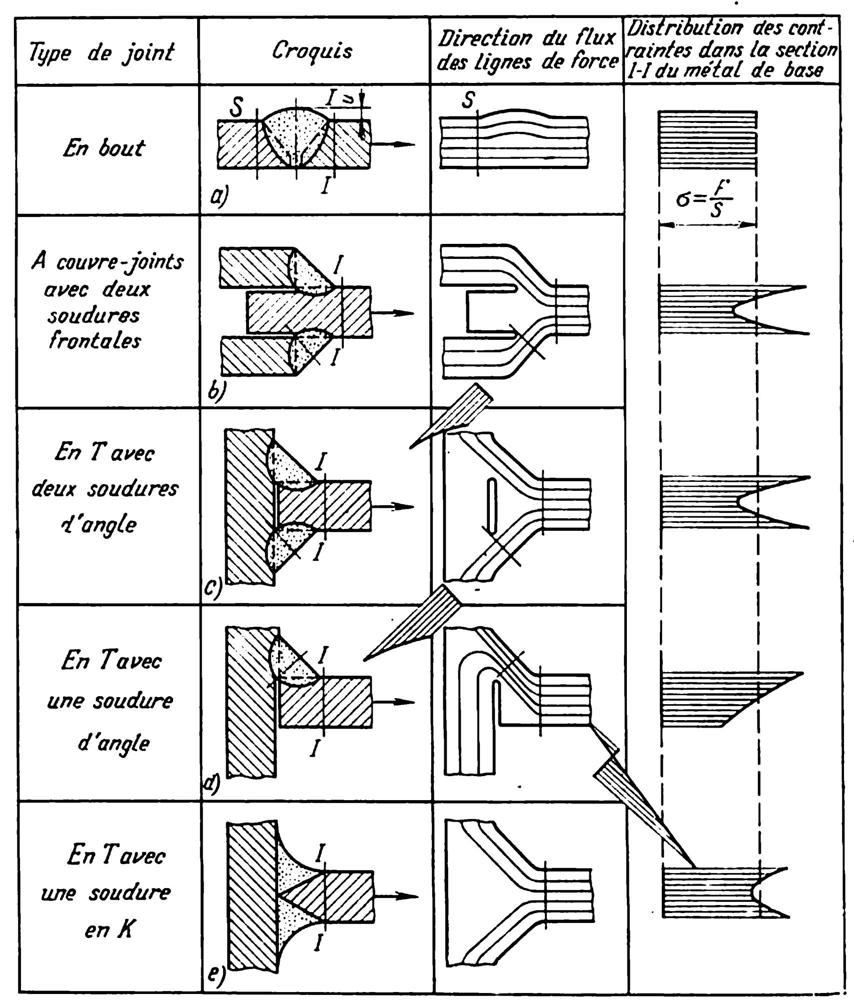


Fig. 9.8

grandes du côté de la tôle à section droite plus petite (fig. 9.7,*f*).

L'irrégularité de la répartition des contraintes et le coefficient de concentration des contraintes augmentent en fonction du rapport $\frac{a}{l}$ (fig. 9.7,*g*).

La direction du flux de forces et le caractère de répartition des contraintes dans les sections dangereuses du cordon et les sections des pièces soudées dans le voisinage du cordon sont montrés sur les figures 9.8, *a-f*. Il faut prendre en considération que dans tous les cas qui viennent d'être examinés la concentration des contraintes se poursuit tant que ces dernières ne dépassent pas la limite d'écoulement.

Dans le cas d'une charge statique, la concentration des contraintes n'influe pas sur la résistance d'un assemblage en acier à faible carbone.

La résistance des cordons aux charges variables dépend dans une grande mesure de la qualité du soudage et de la construction de l'assemblage.

Dans les soudures en bout, le flux des lignes de force est presque rectiligne. Les assemblages de ce type (fig. 9.8, *a*) sont meilleurs que ceux réalisés avec des cordons d'angle.

Les soudures à clin et à couvre-joint sont peu résistants aux charges variables, la répartition des contraintes dans la section du cordon et du métal de base étant très irrégulière (fig. 9.8, *b*). Il faut éviter au possible les soudures latérales, parce que les contraintes s'exerçant suivant la longueur du cordon sont aussi irrégulières.

La limite de fatigue d'une soudure en té avec un cordon en K (fig. 9.8, *e*) est bien supérieure à celle d'un cordon d'angle.

La résistance à la fatigue des soudures d'angle améliorées (fig. 9.3, *b* et *c*) est également plus élevée.

Dans les constructions en acier à faible carbone et dans le cas des charges variables le grenaillage ou le galetage des zones de soudage accroît leur résistance.

CALCUL DES SOUDURES

Soudures sollicitées par une charge statique. Le calcul se fait en supposant que:

a) l'effort est uniformément réparti suivant la longueur du joint;

b) la contrainte est uniformément répartie suivant la section sollicitée.

Les *soudures en bout* sont calculées à la traction ou à la compression; la hauteur est assimilée à la plus faible épaisseur des tôles à souder (fig. 9.4, *a*).

Indépendamment du type de la soudure en bout, sa longueur dans les assemblages sollicités à la traction par exemple (fig. 9.4, *a*), est définie par la formule

$$l = \frac{F}{e\,[\sigma]'_{tr(com)}}, \qquad (9.1)$$

où F est la force s'exerçant sur le cordon, en kgf;

$[\sigma]_{tr(com)}$, la contrainte admissible du joint à la traction ou à la compression, en kgf/cm², choisie d'après le tableau 9.2 en fonction de la nuance de l'électrode et de la contrainte admissible du métal de base.

Lorsque la longueur du joint est égale à la largeur des pièces à souder, c'est-à-dire lorsque $l = b$, le coefficient de résistance d'une soudure en bout travaillant à la traction

$$\varphi = \frac{le\,[\sigma]'_{tr}}{be\,[\sigma]_{tr}} = \frac{[\sigma]'_{tr}}{[\sigma]_{tr}}.$$

Ainsi, un assemblage peut avoir une égale résistance avec le métal de base ($\varphi = 1$) lorsque $[\sigma]'_{tr} = [\sigma]_{tr}$. Dans le cas où $[\sigma]'_{tr} < < [\sigma]_{tr}$, la résistance d'un joint droit est inférieure à celle d'un élément plein ($\varphi < 1$).

L'utilisation d'un joint oblique accroît la résistance de l'assemblage. Lorsque $\beta = 45°$, le métal de base et celui du cordon des éléments en acier à bas carbone sont d'égale résistance.

Pour un *joint en* K d'une soudure en T, sollicité par une force de traction F (fig. 9.5, *a*), la formule de la résistance s'écrit

$$\sigma = \frac{F}{el} \leqslant [\sigma]'_{tr}.$$

D'où la longueur minimale de la soudure

$$e = \frac{F}{e\,[\sigma]'_{tr}} \text{ cm.} \tag{9.2}$$

Dans cette formule, on pose que la longueur active de la soudure est égale à l'épaisseur e de l'élément à souder. Mais lorsque cette soudure est encore sollicitée par un couple M (fig. 9.5,*b*), la formule de la résistance s'écrit

$$\sigma = \frac{F}{el} + \frac{6M}{el^2} \leqslant [\sigma]'_{tr}. \tag{9.3}$$

Les *soudures d'angle frontales* sont calculées au cisaillement. C'est la section *A-A* (fig. 9.4,*b*) qui dans une telle soudure présente un danger. La hauteur pratique d'un cordon ayant la forme d'un triangle rectangle isocèle est $h = a \sin 45° \approx 0{,}7a$, où a est le côté de la section du cordon. Pour des soudures d'angle de types différents, la hauteur de la soudure h est représentée sur les fig. 9.3,*a-c*.

Pour une soudure d'angle bilatéral (fig. 9.4,*b*), la formule de la résistance prend la forme

$$F = 2hl\,[\tau]'_{cis} = 2 \cdot 0{,}7\,al\,[\tau]'_{cis},$$

d'où l'on tire la longueur de la soudure

$$l = \frac{F}{1{,}4a\,[\tau]'_{cis}};$$

$[\tau]'_{cis}$ est ici la contrainte admissible au cisaillement du métal d'apport, en kgf/cm², choisie d'après le tableau 9.2 en fonction de la valeur $[\sigma]_{tr}$ du métal de base.

Tableau 9.2

Contraintes admissibles des cordons sollicités par des charges statiques

Mode de soudage	Contraintes admissibles		
	Traction $[\sigma]'_{tr}$	Compression $[\sigma]'_{com}$	Cisaillement $[\tau]'_{cis}$
A main à l'arc avec électrodes Э42 Au gaz	$0{,}9\,[\sigma]_{tr}$	$[\sigma]_{tr}$	$0{,}6\,[\sigma]_{tr}$
A l'arc, automatique sous flux et à main avec électrodes Э42A. Par contacts en bout avec fusion	$[\sigma]_{tr}$	$[\sigma]_{tr}$	$0{,}65\,[\sigma]_{tr}$
Par contacts par points	—	—	$0{,}6\,[\sigma]_{tr}$

R e m a r q u e. $[\sigma]_{tr}$ est la contrainte admissible à la traction des matériaux des éléments assemblés.

Pour une longueur du cordon l, égale à la largeur b des éléments soudés, et pour $a = e$, le coefficient de résistance de la soudure s'écrit

$$\varphi = \frac{2 \cdot 0{,}7al\,[\tau]'_{cis}}{eb\,[\sigma]_{tr}} = 1{,}4\,\frac{[\tau]'_{cis}}{[\sigma]_{tr}}\,.$$

On voit donc que le métal de base et celui du cordon sont d'égale résistance lorsque $[\tau]'_{cis} = 0{,}7[\sigma]_{tr}$, c'est-à-dire lorsque le soudage s'opère avec une électrode Э42A (tableau 9.2).

Les *soudures latérales* sont également vérifiées au cisaillement. La longueur nécessaire l de la soudure latérale (fig. 9.4, *c*) peut être calculée d'après la formule (9.4).

Si les cordons latéraux ne sont pas symétriques par rapport à la charge appliquée, la longueur de chaque cordon doit être inversement proportionnelle à la distance entre ce cordon et la ligne d'action de la charge (le centre de gravité de la section d'une cornière, par exemple). Dans les notations de la figure 9.4, *d*

$$l_1 : l_2 = a : b;$$

la longueur totale des cordons étant $l = l_1 + l_2$,

$$l_1 = l\,\frac{a}{a+b}\,; \quad l_2 = l\,\frac{b}{a+b}\,.$$

La charge admissible par cordon

$$F_1 = 0{,}7\ al_1\ [\tau]'_{\text{cis}};$$
$$F_2 = 0{,}7\ al_2\ [\tau]'_{\text{cis}},$$

et la charge totale appliquée à la soudure

$$F = F_1 + F_2 = 0{,}7\ a\ (l_1 + l_2)\ [\tau]'_{\text{cis}} = 0{,}7\ al\ [\tau]'_{\text{cis}}.$$

Les *soudures combinées* sont calculées suivant le principe des forces indépendantes. Pour une soudure frontale et latérale (celle de la fig. 9.4, *e*, par exemple), l'effort maximal qu'elle peut subir est

$$F = F_1 + E_{\text{fr}} = h \sum l\,[\tau]'_{\text{cis}} = 0{,}7a \sum l\,[\tau]'_{\text{cis}},$$

d'où la longueur totale nécessaire de toutes les soudures (frontales et latérales), la valeur du côté *a* étant imposée:

$$\sum l = \frac{F}{0{,}7a\,[\tau]'_{\text{cis}}}\,. \qquad (9.5)$$

Lorsque l'effort s'exerce perpendiculairement au plan du joint (fig. 9.5,*c*) ou parallèlement à ce plan avec une faible excentricité (fig. 9.5,*d*), les *soudures d'angle des joints en té* sont vérifiées comme les soudures frontales ou latérales. Si la force agit parallèlement au plan du joint avec une excentricité (fig. 9.5,*e*), on vérifie les joints à la sollicitation complexe à partir du moment fléchissant et l'effort tranchant suivant la formule d'une contrainte totale.

La contrainte engendrée dans la soudure par l'effort tranchant *F*

$$\tau_1 = \frac{F}{0{,}7S}\,, \quad \text{où} \quad S = 2al.$$

La contrainte produite par le couple *FH*

$$\tau_2 = \frac{FH}{0{,}7W}\,, \quad \text{où} \quad W = \frac{2al^2}{6} = S\,\frac{l}{6}\,.$$

Le coefficient 0,7 de *W* et de *S* rend compte d'une rupture éventuelle dans la section dangereuse qui correspond au plan de la bissectrice du joint (voir fig. 9.4, *e*).

La contrainte totale

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} = \frac{F}{0{,}7S}\sqrt{1 + \left(\frac{6H}{l}\right)^2} \leqslant [\tau]'_{\text{cis}}. \qquad (9.6)$$

Si le joint considéré est sollicité par le moment fléchissant M_f et l'effort *F*, comme c'est montré sur la fig. 9.5, *e*, la formule de la résistance de la soudure s'écrit

$$\tau = \frac{M_f}{0{,}7W} + \frac{F}{0{,}7S} \leqslant [\tau]'_{\text{cis}}. \qquad (9.7)$$

Les valeurs de *W* et de *S* dans les formules (9.6) et (9.7) sont choisies en fonction de la forme du contour de soudage.

Si une tige de diamètre d fixée par une soudure d'angle circulaire est sollicitée par un moment de torsion M_t (fig. 9,5, h), la valeur nécessaire du côté du joint peut être obtenue de la manière suivante.

Le moment de torsion, transmis par un joint de longueur égale à l'unité, est:

$$\Delta M_t = 1 \cdot 0{,}7a\,[\tau]'_{cis}\,\frac{d}{2},$$

donc

$$M_t = \pi d \cdot \Delta M_t = \frac{0{,}7}{2}\pi d^2 a\,[\tau]'_{cis}$$

et

$$a = \frac{2M_t}{0{,}7\pi d^2\,[\tau]'_{cis}}. \qquad (9.8)$$

Les *soudures entaillées* sont calculées au cisaillement. L'entaille est orientée dans le sens parallèle à la force appliquée. La largeur de

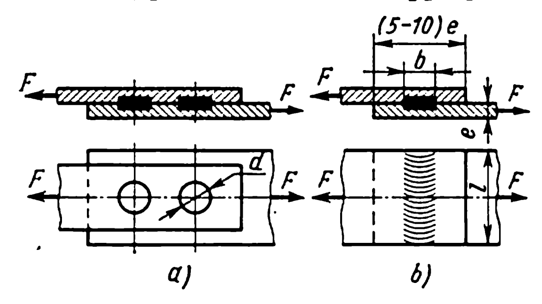


Fig. 9.9

l'entaille recommandée (fig. 9.2, m) $b = 2e$, où e est l'épaisseur du métal entaillé. La longueur nécessaire de l'entaille

$$l = \frac{F}{b\,[\tau]'_{cis}} = \frac{F}{2e\,[\tau]'_{cis}}. \qquad (9.9)$$

Il n'est pas recommandé de prendre la longueur d'entaille supérieure à $30e$.

Les *soudures en bouchon* (fig. 9.2, n) s'emploient pour augmenter l'adhérence des éléments d'assemblage lorsque le joint est combiné à d'autres types de soudures sollicitées. Le diamètre courant des bouchons est de $2e$.

La *soudure pénétrant de part en part* est une variante de la soudure entaillée (fig. 9.2,m). L'assemblage est réalisé dans ce cas en faisant fondre de part en part la tôle supérieure dont l'épaisseur ne doit pas dépasser 12 mm. Ces soudures sont exécutées par soudage automatique sous flux.

Pour une soudure *par points* (fig. 9.9,a)

$$F = \frac{\pi d^2}{4}\,iz\,[\tau]'_{cis},$$

où i est le nombre de points de soudage;
z, le nombre de plans de cisaillement (cf. le calcul des rivets).

Dans la majorité des cas les soudures par points s'emploient non pour supporter la charge principale, mais comme une liaison, par exemple pour la fixation d'un revêtement à une charpente.

Pour une soudure *au galet* (fig. 9.9, *b*), dans les notations du dessin,

$$F = bl\,[\tau]'_{cis}.$$

Calcul des soudures sollicitées par des charges variables. Ce calcul se ramène à définir les soudures soumises à des contraintes admissibles réduites. A cet effet, $[\sigma]'_{tr(com)}$ et $[\tau]'_{cis}$ tirées du tableau 9.2 sont multipliées par le coefficient

$$\gamma = \frac{1}{0{,}6k_\sigma + 0{,}2 - r\,(0{,}6k_\sigma - 0{,}2)},$$

où k_σ est le coefficient de concentration des contraintes choisi d'après le tableau 9.3;

Tableau 9.3

Coefficients de concentration des contraintes k_σ pour les cordons et les éléments soudés dans la zone de soudage

Elément à calculer	Acier à faible carbone Ст. 3	Acier faiblement allié 15XCHA
Métal de base à l'endroit de passage au joint en bout	1,5	1,9
Métal de base à l'endroit de passage au cordon frontal. Rapport des côtés 1 : 1,5	2,7	3,3
Métal de base dans la zone de passage au cordon latéral	3,5	4,5
Joints en bout avec soudage à pénétration totale de la racine	1,2	1,4
Soudures d'angle frontales	2,0	2,5
Soudures latérales	3,5	4,5

Remarque. Dans le cas d'un soudage par contacts, k_σ dépend de la nuance de l'acier et de l'épaisseur des éléments assemblés. Ainsi pour des tôles d'acier 10 d'une épaisseur de 3 + + 3 mm et pour un cordon par points de liaison, $k_\sigma = 1{,}4$; pour ces mêmes tôles et dans le cas du soudage au galet, $k_\sigma = 1{,}25$.

$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$, le coefficient d'asymétrie du cycle;
σ_{min} et σ_{max}, les contraintes minimale et maximale en valeur absolue, prises chacune avec son signe.

Le calcul de la résistance d'une pièce dans la zone de soudage soumise à des charges variables se fait également d'après les contraintes admissibles du métal de base multipliées par γ.

L'étanchéité des soudures est bien plus élevée que celle des rivures. Le soudage n'impose pas de calculs d'étanchéité spéciaux.

Dans les constructions cylindriques soudées sollicitées sous pression, la section droite pratique est celle du cordon de soudage longitudinal.

CHAPITRE 10

Assemblages par filetage

GÉNÉRALITÉS

Filets. Un filet peut être *cylindrique* ou *conique* suivant la surface dans laquelle il est pratiqué.

On peut l'exécuter à la surface extérieure ou intérieure d'un cylindre ou d'un cône. Dans le premier cas on l'appelle *extérieur*, dans le deuxième *intérieur*.

Un filet généré par le déplacement d'un contour plan suivant une ligne hélicoïdale dans le sens des aiguilles d'une montre est dit *à droite* ou tout simplement *droit*, et dans le sens opposé à celui des aiguilles d'une montre, *à gauche* ou *gauche* *.

Suivant la forme du contour plan déterminant le profil du filet dans le plan passant par son axe on distingue les filets *triangulaires*, *trapézoïdaux*, *d'appui*, *plats* ou *carrés* et *ronds*. D'après le nombre de filets on distingue les filetages *simple* et *multiple* (à deux, trois filets, etc.).

D'après la destination il existe des filets *de fixation* et *de translation* **. Pour les pièces de fixation on emploie des filets triangulaires. Leur résistance, comparée à celle des autres types de filets, est plus élevée et la stabilité de leur serrage est meilleure par suite d'un coefficient de frottement plus grand.

---

* Les normes homologuées prévoient un marquage spécial pour les pièces à filets à gauche.

** Les filets trapézoïdal et carré prévus pour la transmission du mouvement sont examinés dans le chapitre 20 « Transmission par vis et écrou ».

Les éléments essentiels d'un filet sont (fig. 10.1) : le diamètre nominal d, le diamètre de noyau d', le diamètre à flanc de filet Δ, le pas du filet p, la profondeur du filet h, la profondeur du filet en service h', l'angle au sommet α et l'angle d'hélice ψ.

Les dimensions principales des filets métriques sont consignées sur le tableau 10.1.

Lors de l'établissement d'un projet, l'utilisation d'un filetage dont le pas s'exprime en pouces n'est admise que dans certains cas

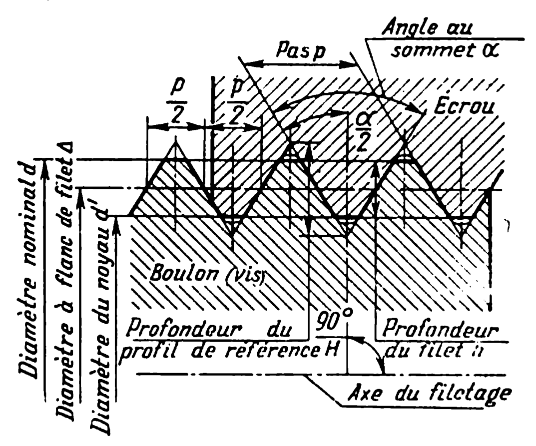


Fig. 10.1

particuliers, ainsi que dans le cas de remplacement d'un élément d'assemblage comportant un tel filet.

La partie de la pièce filetée sur laquelle le profil du filet ne s'obtient que partiellement suivant la hauteur par suite des conditions technologiques dans la zone du passage de la partie filetée à celle qui

Tableau 10.1

Filets métriques

(dimensions principales, symboles)

Types de filetage	Diamètre nominal, en mm	Pas p, en mm
Série horlogère	0,25 à 0,9	0,075 à 0,225
Série de grosse mécanique	1 à 68	0,25 à 6,0
Série de petite mécanique	1 à 600	0,2 à 6,0

Exemples de désignation d'un filetage de diamètre $d = 24$ mm : à gros pas (grosse mécanique) : M 24 ; à pas fin $p = 1{,}5$ mm (petite mécanique) : M 24×1,5.

ne l'est pas, s'appelle *filet perdu*. Pour améliorer le filetage et éliminer le filet perdu on pratique un dégagement qui assure la sortie de l'outil de coupe. Les filets perdus et les dégagements sont normalisés.

Dans les filets coniques la bissectrice de l'angle au sommet est perpendiculaire à l'axe du cône (fig. 10.2). Ce type de filet permet l'assemblage d'un filet conique avec un filet cylindrique ; par ailleurs, une telle disposition du profil simplifie la vérification des filetages. Les filetages coniques s'emploient couramment dans l'assemblage des tubes car ils assurent l'étanchéité sans matériel d'hermétisation.

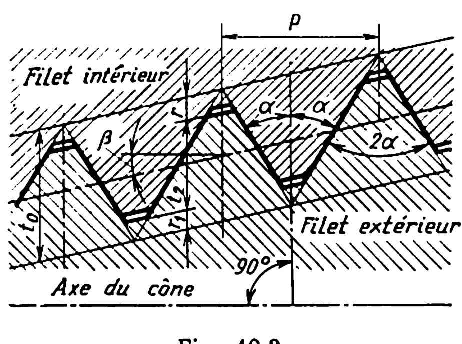


Fig. 10.2

Avantages et inconvénients. L'usage courant en construction mécanique des assemblages par filetage s'explique par les nombreux avantages qu'ils présentent et notamment, leur sécurité très élevée; les montage et démontage commodes; la grande variété des pièces filetées adaptées aux fonctions les plus diverses; un prix relativement bas défini par la normalisation des pièces filetées et la mise en œuvre des gammes d'usinage très productives.

Les inconvénients principaux de ces assemblages sont: a) le nombre important de concentrateurs des contraintes sur les surfaces des pièces filetées, ce qui les rend très sensibles à des sollicitations variables et impose la recherche de méthodes appropriées pour accroître leur endurance ; b) la mauvaise aptitude à la fabrication de certaines constructions spéciales des pièces filetées qui, par ailleurs, leur assurent une résistance maximale.

CONSTRUCTION DES PIÈCES ET DES ASSEMBLAGES

Pièces de fixation. Matériaux. Les éléments principaux des assemblages filetés (fig. 10.3) sont les *boulons 1*, les *goujons 4*, les *vis 5*, les *écrous 2*.

Les formes fonctionnelles et les relations géométriques des têtes des boulons et des écrous sont très variées. Le choix de la construction est défini par la destination de l'assemblage.

Les têtes peuvent être hexagonales, carrées, noyées, demi-rondes, etc. Elles se distinguent également par la présence d'un secteur délimitant le pivotement du boulon lors du serrage (boulons à tête noyée avec ergot) ; par la hauteur (boulons à tête ronde accrue avec ergot,

boulons à tête hexagonale réduite et à collet de guidage) ; par le mode d'entraînement : à l'aide d'un outil appliqué de l'extérieur, de l'intérieur (à tête creuse), à la face (tête fendue pour tourne-vis) et par d'autres facteurs caractéristiques.

On distingue les tiges des boulons : normales (fig. 10.3, pièce *1*) ; finies d'usinage, montées avec serrage dans un trou alésé des pièces

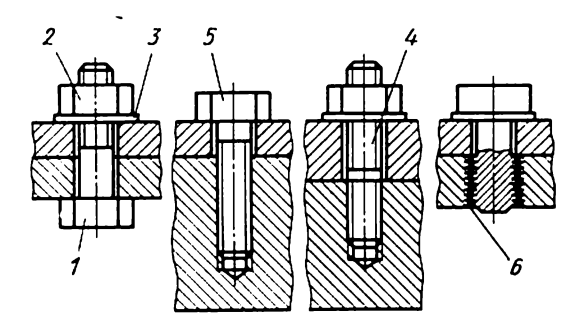


Fig. 10.3

à assembler (cf. fig. 10.13, *f*) ; à collet de guidage ; spéciales, assurant par exemple une flexibilité accrue du boulon (cf. fig. 10.22).

Suivant la fabrication on distingue les boulons de précision *normale* et *améliorée*.

Les goujons s'emploient lorsque l'assemblage ne présente pas de place pour la tête du boulon ou lorsque le perçage d'un trou débouchant est impossible. Un goujon normalisé résiste mieux à des sollicitations dynamiques qu'un boulon normalisé de mêmes dimensions.

La destination d'un assemblage et les conditions du montage imposent le choix des écrous suivant la forme (hexagonaux, ronds, etc.), la hauteur (normaux, bas, hauts), la capacité de blocage, l'étanchéité, etc.

Suivant la construction des assemblages filetés une charge de traction extérieure peut solliciter un écrou en compression (dans les assemblages du type boulon-écrou ; cf. par exemple fig. 10.6, *a*) ou en traction. Dans ce dernier cas les écrous s'appellent *écrous d'extension* (fig. 10.6, *c*) ; ils ne sont pas normalisés et se rapportent à des constructions spéciales.

Les rondelles *3* (fig. 10.3) sont prévues pour être placées sous les têtes des boulons ou sous les écrous pour parer lors du serrage à la détérioration (compression, entailles) des surfaces des pièces finies d'usinage.

Les constructions principales des pièces de fixation sont normalisées. Les données guidant le choix de ces pièces sont fournies par des ouvrages de référence.

En construction mécanique on utilise parfois également des pièces de fixation non normalisées aux formes spécifiques (par exemple, boulons à tête asymétrique, en té, à tête intermédiaire, etc.) ou se prêtant mal à la fabrication ; de ce fait elles ne peuvent être recommandées pour une large application bien que leur capacité portante soit élevée. Les écrous d'extension sont parmi ces dernières.

Dans le cas général un assemblage fileté peut se constituer de pièces non typiques (cf., par exemple, fig. 10.4).

Les pièces filetées incorporées s'emploient dans le cas où la mise en place des vis et des goujons est très fréquente dans des pièces en aluminium, en alliages de magnésium, ou en matières plastiques et matériaux de dureté identique pour accroître la résistance à l'usure du filetage femelle. Les pièces incorporées se font en forme de bagues vissées et bloquées par des fixateurs, ainsi qu'en forme de ressorts à boudin à section rhombique du fil de fer, vissées dans le trou avec serrage (fig. 10.3, pièce *6*).

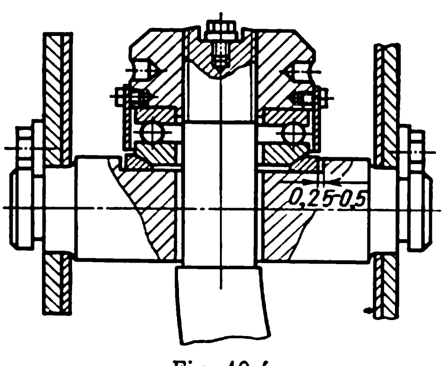


Fig. 10.4

Les pièces de fixation se font en acier à bas et moyen carbone de qualité courante (Cт. 3, Cт. 4, Cт. 5), aciers à carbone de qualité (A12, 35, 45), aciers alliés (38XA, etc.), inoxydables (1X17H2, etc.), en métaux et alliages non ferreux.

Pour améliorer les caractéristiques mécaniques des boulons en aciers (sauf les boulons en acier de qualité courante), on applique un traitement thermique. On recourt également au galetage du filetage et du congé du boulon. Pour accroître les propriétés anticorrosives, les normes prévoient des revêtements métalliques et des pellicules d'oxyde (zingage, cadmiage, etc.).

Dans des constructions spéciales, lorsque les spécifications de poids, d'encombrement et d'autres paramètres sont rigoureuses, on emploie des alliages de béryllium et de titane.

La résistance statique des boulons en titane s'approche de celle des boulons en aciers hautement alliés; ils sont de 45 % plus légers que ces derniers et possèdent des propriétés anticorrosives élevées. Sous des charges variables ils font preuve d'une susceptibilité élevée à l'entaille et à la qualité de la surface. On peut les utiliser pour une courte durée lorsque les températures ne dépassent pas 700° et pour une longue durée si la température est inférieure à 400 °C.

Les boulons de béryllium sont environ 4 fois plus légers que les boulons d'acier ; ils sont caractérisés par une susceptibilité à l'entail-

le mais en appliquant une gamme de fabrication et de consolidation convenable, leur limite de fatigue peut être plus que doublée par rapport à celle des boulons d'acier.

Les pièces de fixation en nylon se distinguent par une tenue à la corrosion élevée mais s'emploient à des températures égales ou inférieures à 150 °C.

Freins d'écrou. Ces dispositifs ont pour but de parer au dévissage spontané des pièces filetées. Dans le cas de sollicitations statiques, les freins d'écrou sont inutiles, car tous les filets de fixation satisfont aux impératifs d'arc-boutement, leur angle d'hélice étant inférieur à l'angle de frottement. Il se peut que les sollicitations dynamiques (vibrations, secousses, etc.) entraînent le déchargement de l'assemblage fileté. De plus, lors de l'application d'une charge axiale variable, la valeur de la déformation transversale du boulon et de l'écrou varie en provoquant des déplacements radiaux des filets conjugués et en renforçant l'instabilité du coefficient de frottement. Les déplacements de ce type ont lieu quelle que soit la modification de la valeur et de la direction de la charge ; il s'ensuit que les forces de frottement appliquées aux surfaces conjuguées changent également de valeur et de direction. L'étude expérimentale de ce phénomène a montré que la valeur du coefficient de frottement diminue de 70 à 85 % dans le filet et de 75 à 80 % à la face d'un écrou. Un desserrage spontané est donc possible, ce qui impose l'application des freins d'écrou spéciaux.

Les multiples constructions des freins d'écrou employés en construction mécanique mettent à profit les principes suivants:

1) augmentation des forces de frottement sur les surfaces de contact des pièces de l'assemblage: les filets, les faces d'appui de la tête et de l'écrou (fig. 10.5, *a*, *b*) ;

2) utilisation des dispositifs de freinage à sécurité absolue aisément remplaçables et peu chers qui empêchent le déplacement relatif des pièces de l'assemblage (fig. 10.5, *c*, *d*, *e*) ;

3) blocage permanent de la pièce filetée (fig. 10.5, *f*, *g*). Le démontage n'est possible qu'avec la rupture ou la déformation plastique des éléments constitutifs des freins d'écrou.

Lorsque le contre-écrou est serré, les jeux entre les filets du boulon et de deux écrous se redistribuent suivant la fig. 10.5, *a*. Il en résulte qu'à l'endroit sollicité par le serrage, le boulon se trouve chargé en plus par une force d'extension axiale dont l'action de blocage demeure même après que la charge a cessé de s'exercer. Ce mode de blocage devient actuellement de plus en plus rare du fait de sa sécurité insuffisante, surtout dans le cas des vibrations, par suite de la nécessité d'allonger la partie filetée et de doubler le nombre d'écrous.

Le même principe d'augmentation des forces de frottement entre les surfaces de contact préside à l'utilisation des rondelles élastiques

(fig. 10.5, *b*), des écrous à double pas, etc.

Le blocage à l'aide des freins d'écrou appropriés qui préviennent le desserrage intempestif est très courant dans les machines actuelles grâce à leur sécurité, faible prix, montage et démontage commodes. Comme dispositifs d'arrêt on utilise des goupilles (fig. 10.5, *c*, *d*), du fil de fer (fig. 10.5, *e*) et d'autres pièces.

Le soudage des écrous et des têtes de boulon (fig. 10.5, *f*), le pointage (fig. 10.5, *g*) et autres procédés analogues de *blocage permanent*

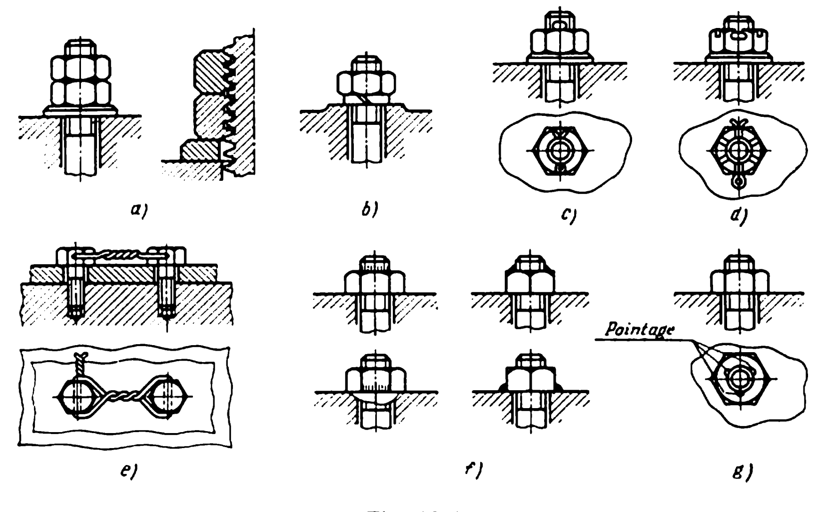


Fig. 10.5

sont très sûrs mais inapplicables dans le cas des montages et démontages fréquents.

Classification des assemblages. Suivant l'allure de la sollicitation et le mode de montage des pièces, on peut distinguer les assemblages filetés *avec* ou *sans préserrage*.

L'utilisation des assemblages du deuxième type est plutôt rare en construction mécanique. A titre indicatif on peut citer l'assemblage représenté sur la fig. 10.17, *a* ; la fixation d'un crochet à sa traverse de suspension (fig. 10.4).

Dans la plupart des cas, les assemblages filetés sont serrés préalablement, c'est-à-dire que leurs pièces filetées, et donc, les pièces assemblées sont serrées avec un certain effort avant l'application de la charge; on procède ainsi pour que le joint ne baille pas après l'application de la charge en perturbant l'étanchéité de l'assemblage ou le travail des pièces de l'ensemble.

Les assemblages de ce type sont susceptibles de résister aussi bien à des charges statiques qu'à des charges dynamiques. C'est pour-

quoi la fixation des paliers, des flasques, des culasses, des têtes et des pieds de bielle, etc., s'effectue avec préserrage.

Suivant la destination on distingue les assemblages *résistants* et les assemblages *résistants et étanches*. De ce qui précède on peut déduire que suivant l'allure des sollicitations, les assemblages résistants peuvent s'effectuer avec ou sans préserrage. Un assemblage étanche et résistant ne peut se faire qu'avec un préserrage de valeur requise.

Suivant le nombre de boulons* sollicités par la charge, le boulonnage peut être *simple* ou *multiple*. Dans le cas d'un boulonnage multiple, la distribution de la charge entre les boulons peut être uniforme ou inégale.

CHARGES

Cas principaux de calcul. Les modes d'utilisation pratique des filetages sont très variés; il en résulte que le nombre des méthodes de calcul est grand lui aussi. Les caractéristiques propres à chaque construction interviennent nécessairement sur son calcul. Un aperçu des cas représentatifs de calcul des assemblages filetés est consigné sur le tableau 10.2.

L'étude du fonctionnement d'un assemblage permet de définir pour chaque cas la grandeur de la charge pratique d'après laquelle on calcule les dimensions assurant la résistance des pièces constitutives.

En étudiant un ensemble et ses pièces il faut opter pour des solutions qui rendent impossibles en service des contraintes supplémentaires non prévues par le calcul. Il faut stipuler les restrictions relatives à la coordination des axes des pièces de fixation et de surfaces d'appui (pour délimiter le gauchissement et les contraintes de flexion qu'il provoque), à la qualité des surfaces conjuguées (finition, dureté, etc.), à la correction et à la succession du serrage, etc.

Le cas *a* du tableau 10.2 est le plus simple. Dans le cas général, on choisit comme charge pratique la charge de travail F, en tenant compte parfois de son allure dynamique. La majorité d'autres cas de calcul peuvent être ramenés au cas *a*, en choisissant la charge pratique correspondante.

Le cas *b* (cf. tableau 10.2) se distingue du précédent par l'application à l'assemblage sollicité par une traction axiale F d'un couple de torsion M_t, par exemple, pour serrer l'assemblage. La tige du boulon est sollicitée encore par un couple, dont la grandeur est définie par la relation connue du cours de « Théorie des mécanismes et

* Ici et plus loin sous le terme « boulon » on sous-entend également d'autres pièces analogues, par exemple, vis, goujons, etc.

Tableau 10.2

Les cas principaux de calcul des assemblages filetés

Assemblages sans préserrage			Assemblages avec préserrage	
Pièces sollicitées par une force axiale	Pièces sollicitées par une force axiale ; serrage ultérieur possible	Pièces sollicitées par des forces transversales	Pièces sollicitées par une force axiale ; serrage ultérieur possible	Pièces sollicitées par des forces transversales
a)	*b)*	*c)*	*d)*	Jeu *e)*

des machines »,

$$M_t = M_f = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \text{ kgf cm}, \qquad (10.1)$$

où M_f est le couple sur le filet;
ρ, l'angle de frottement réduit.

Dans le cas *c* (cf. tableau 10.2) l'assemblage multiple aux boulons placés sans jeu dans les trous est sollicité par des efforts transversaux qui provoquent dans les sections correspondantes des contraintes de cisaillement.

La pose des boulons avec jeu (tableau 10.2, *e*) rend plus complexe la sollicitation car l'action commune des éléments d'assemblage n'est possible qu'après un préserrage.

Dans les assemblages montés avec préserrage (tableau 10.2,*d*) la force de ce dernier ainsi que la charge pratique dépendent non seulement de la charge axiale mais encore de la destination de l'assemblage, ainsi que de la flexibilité de ses éléments.

Le tableau 10.2 *c-e* donne les schémas de sollicitation des assemblages multiples; ces mêmes sollicitations peuvent avoir lieu dans le cas d'un boulon unique.

Répartition de la charge axiale suivant les filets actifs. Dans les assemblages filetés la répartition de la charge de traction est irrégulière suivant les filets. La loi de répartition a été étudiée pour la première fois par N. Joukovski (1846-1921) *. Pour résoudre ce problème, Joukovski a considéré le filetage comme un ensemble de saillies circulaires de section rectangulaire (par suite d'un faible angle de pente) à liaison rigide avec respectivement la tige du boulon et le corps de l'écrou sollicités par une contrainte de cisaillement. Aujourd'hui encore les solutions de Joukovski gardent tout leur intérêt, surtout sous leur aspect qualitatif.

Les recherches ultérieures dans ce domaine portaient essentiellement sur l'amélioration de la précision du schéma de calcul, ce qui a permis d'établir la loi de répartition plus précise de la charge suivant les filets actifs du filetage. Il convient de signaler tout particulièrement les travaux de I. Birguer qui a le premier résolu le problème d'un assemblage formé de filets continus compte tenu de leur flexibilité.

Cette solution suppose que tout le long de la partie filetée en contact, le contact des filets du boulon et de l'écrou est continu, ce qui dans des constructions réelles est favorisé par le préserrage.

Ces recherches ont permis d'élucider la nature et le degré d'inégalité de distribution de la charge suivant les filets actifs. Une telle distribution est conditionnée par le fait que la charge axiale provoque

* Cette étude a été entreprise par Joukovski à la demande de A. Sidorov dont l'attention a été attirée au début du XX-e siècle par l'apparition des écrous dits d'extension.

dans la tige du boulon et le corps de l'écrou des déformations différentes en grandeur et dans les assemblages du type boulon-écrou des déformations de signe opposé. Ce fait ainsi que la déformation des

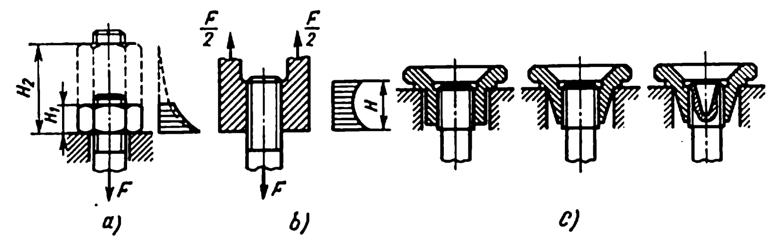


Fig. 10.6

filets en contact rendent variable suivant la hauteur de l'écrou l'intensité de la répartition des efforts axiaux et provoquent la concentration des contraintes sur les premiers filets (à partir de la face d'appui de l'écrou).

Le schéma de répartition de la charge suivant les filets d'un assemblage boulon-écrou est donné sur la figure 10.6,*a*. L'augmentation de la hauteur de l'écrou n'influe pas sur l'allure de la répartition.

Cette loi est plus favorable dans les assemblages aux écrous d'extension grâce à la déformation de même signe de l'écrou et du boulon

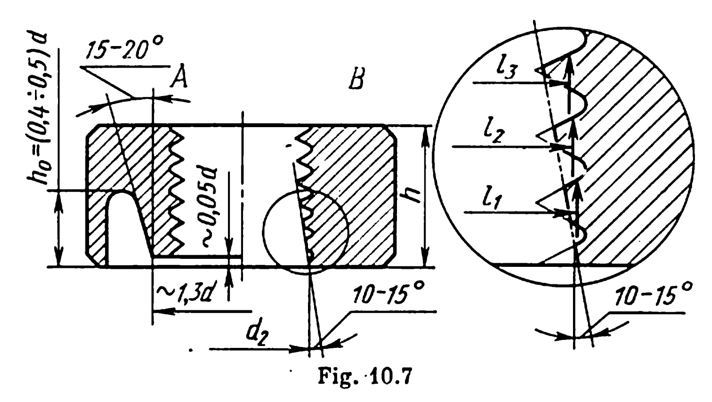


Fig. 10.7

(fig. 10.6,*b*). L'évolution suivie de la construction des écrous d'extension dans lesquels la concentration des contraintes est atténuée également par l'action sur la rigidité de certaines parties du boulon et de l'écrou, est illustrée par la figure 10.6, *c*.

Les écrous d'extension s'emploient peu du fait de leur fabrication malaisée. La construction de l'écrou muni d'une gorge pratiquée dans la face et à premier filet le plus chargé éliminé (fig. 10.7, variante *A*) qui est une variante de l'écrou d'extension, est plus facile à fabriquer.

Dans les écrous à sommet de filet tronqué (fig. 10.7, variante *B*), munis de rainures d'une profondeur variable dans les creux, et dans d'autres écrous, une répartition plus uniforme de la charge entre les filets s'obtient par l'action sur la rigidité totale des filets en prise, et notamment, par la diminution de sa valeur dans la zone de concentration des contraintes éventuelle.

Préserrage. C'est le cas typique de la plupart des assemblages qu'on rencontre en construction mécanique dans la fixation des couvercles, des flasques, des plaques, etc. Il arrive que ces assemblages doivent satisfaire aux prescriptions d'étanchéité ; un exemple en est fourni par la culasse des cylindres d'un moteur à combustion interne.

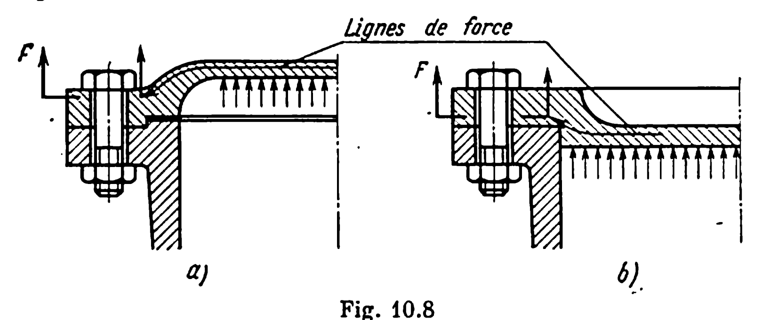


Fig. 10.8

D'autres fois, l'ouverture d'un joint est à proscrire car elle peut perturber le fonctionnement d'un ensemble. Il en est ainsi, par exemple, dans les cas typiques des boulons de bielle, de fondation, etc.

Pour le cas de calcul *d* (v. tableau 10.2) la valeur d'un tel préserrage doit suffire à interdire l'ouverture du joint après l'application de la charge en service et assurer ainsi l'étanchéité. Cela signifie qu'après l'application de la charge F susceptible de réduire l'effet de préserrage V, les pièces de l'assemblage doivent rester serrées sous l'action d'une force V' qu'on appelle *serrage résiduel* du joint.

La valeur de la diminution du serrage ($V - V'$) est fonction de celle de la charge en service, de la construction de l'ensemble et, en définitive, des propriétés élastiques de l'assemblage. Pour les apprécier, il convient avant tout d'expliciter le principe de la transmission de la charge au boulon.

La figure 10.8, *a* et *b* donne deux variantes de fixation d'une culasse de cylindre. La direction des flux des lignes de force ne peut être déterminée qu'approximativement et de ce fait les points d'application de la charge F ne peuvent être définis que d'une manière approchée; sur la figure 10.8 on voit la façon dont la construction d'un ensemble influe sur la répartition des points probables d'application de la charge.

La figure 10.9, *a* représente le schéma de principe d'un filetage. Dans des cas particuliers, la charge en service F peut être appliquée

soit directement aux pièces filetées (fig. 10.9, *b*), soit dans le plan du joint.

Etudions en détail l'assemblage effectué selon le schéma fig. 10.9 *a*.

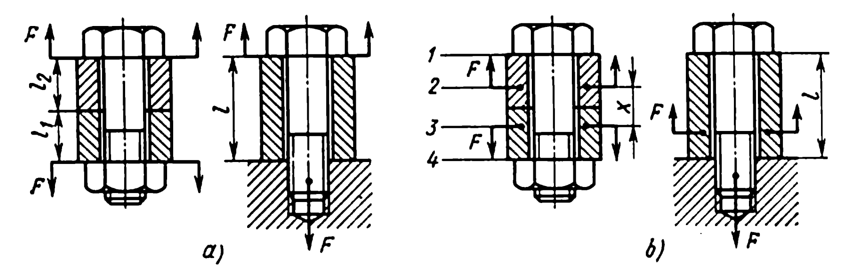


Fig. 10.9

La pression intérieure p kgf/cm² étant excessive, la charge qui s'exerce sur le couvercle et les boulons vaut $Q = p\frac{\pi D^2}{4}$ kgf (D en cm) (fig. 10.10). En supposant que la charge appliquée à tous les z boulons soit uniforme, adoptons pour la charge en service appliquée à un boulon

$$F = \frac{Q}{z} = \frac{1}{z}\,p\cdot\frac{\pi D^2}{4z}\ \text{kgf}.$$

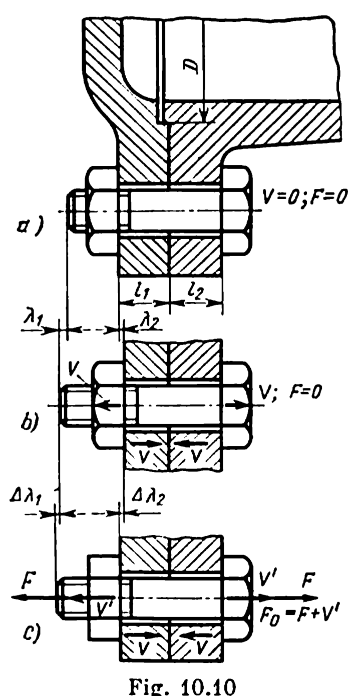


Fig. 10.10

Si l'on néglige la déformation de la tête du boulon et du secteur terminal du filet et si l'on prend la longueur du boulon égale à la somme des épaisseurs des flasques, c'est-à-dire $l = l_1 + l_2$, la déformation élastique du boulon, provoquée par l'effort de serrage V (fig. 10.10,*b*),

$$\lambda_1 = \frac{Vl}{S_b E_b} = \frac{V}{c_b},$$

alors que la déformation élastique du joint

$$\lambda_2 = \frac{Vl}{S_p E_p} = \frac{V}{c_p},$$

où c_b et c_p sont les coefficients de rigidité respectifs du boulon et des pièces assemblées.

Après l'application de la charge en service F (fig. 10.10,*c*) le boulon subit un allongement supplémentaire $\Delta\lambda_1$, alors que le joint se « desserre » de la grandeur $\Delta\lambda_2$; suivant la condition de coïncidence des déformations, $\Delta\lambda_1 = \Delta\lambda_2$. L'effort s'exerçant sur le joint des

pièces assemblées diminue alors jusqu'à la valeur V'.

La force qui s'exerce sur le boulon est égale ainsi à la somme de la charge en service F et du serrage résiduel V' du joint après l'application de la charge en service, c'est-à-dire

$$F_0 = F + V'. \qquad (10.2)$$

Soit la diminution de l'effort de serrage ΔF, c'est-à-dire:

$$\Delta F = V - V'. \qquad (10.3)$$

L'accroissement de l'allongement du boulon après l'application de la charge en service est dû à la force $(F - \Delta F)$ et constitue $\Delta\lambda_1 = \frac{F - \Delta F}{c_b}$. Le travail simultané de l'assemblage « redresse » le joint de la même valeur $\Delta\lambda_1$ sous l'action de la force ΔF, valeur de laquelle diminue la force qui comprimait auparavant le joint: $\Delta\lambda_2 = \Delta\lambda_1 = \frac{\Delta F}{c_p}$.

On en déduit:

$$\frac{F - \Delta F}{c_b} = \frac{\Delta F}{c_p}$$

et

$$\Delta F = F \frac{c_p}{c_b + c_p}. \qquad (10.4)$$

Les relations (10.3) et (10.4) conduisent à

$$V = V' + F \frac{c_p}{c_b + c_p}. \qquad (10.5)$$

La force de serrage résiduelle V' est établie en fonction de la valeur de la charge en service F d'après la formule $V' = \gamma F$, où γ est le coefficient empirique qu'on prend dans les calculs de 0,2 à 1,8 selon la destination de l'ensemble.

Ainsi

$$V = F\left(\gamma + \frac{c_p}{c_b + c_p}\right). \qquad (10.6)$$

F et V' étant invariables, et donc F_0 l'étant également, il résulte des formules (10.5) et (10.6) que V dépend de la rigidité des éléments de l'assemblage.

Lorsqu'un assemblage est sollicité suivant le schéma *b* (cf. fig. 10.9), la charge en service F provoque l'allongement du boulon accompagné d'une compression des pièces serrées dans les secteurs 1-2 et 3-4 ; ce n'est que dans le secteur 2-3 que la déformation de compression diminue.

Ainsi, dans le cas général (fig. 10.9,*b*), il faut distinguer les *pièces du système boulon* pour lesquelles le signe de la déformation dans le

cas du préserrage ne change pas avec l'application de la charge (boulon et secteurs 1-2 et 3-4 des pièces serrées) et les *pièces du système écrou* pour lesquelles après l'application de la charge, la déformation devient l'opposée de celle définie par le préserrage (secteur 2-3 des pièces serrées).

Dans le cas particulier examiné en détail dans ce qui précède, lorsqu'on peut poser que la sollicitation des boulons correspond au

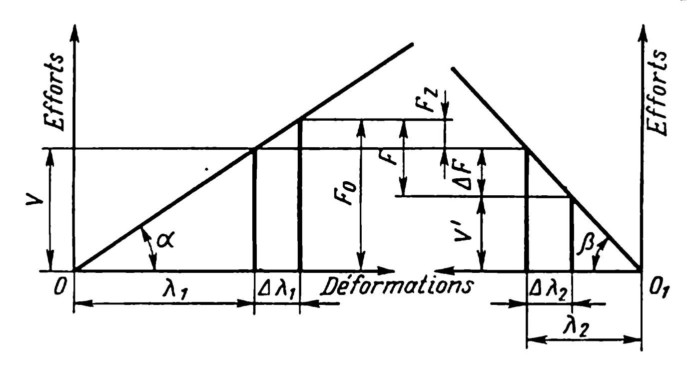


Fig. 10.11

schéma *a* (fig. 10.9), on associe au système boulon les pièces filetées et au système écrou les éléments serrés.

Les pièces du système boulon (fig. 10.9,*b*) formant un système d'éléments élastiques liés successivement, le coefficient de rigiditée $c_{s\,b}$ se définit d'après la condition (cf. tableau 2.1)

$$\frac{1}{c_{s\,b}} = \frac{1}{c_b} + \frac{1}{c_{p1\text{-}2}} + \frac{1}{c_{p3\text{-}4}}.$$

Par conséquent $c_{s\,b} < c_b$; de plus, le coefficient de rigidité des pièces du système corps $c_{s\,c} = c_{p2\text{-}3} > c_p = c_{p1\text{-}4}$.

Il est évident que dans des conditions confrontables dans les schémas considérés (fig. 10.9,*a* et *b*) ΔF et donc l'effort de préserrage V sont différents.

La relation entre les efforts et les déformations des pièces d'un assemblage réalisé suivant le schéma de la figure 10.9,*a* est illustrée par la figure 10.11.

Si on porte en ordonnées les efforts et en abscisses les déformations, dans les limites des déformations élastiques la tangente de l'angle de pente de la droite par rapport à l'axe des abscisses caractérise la rigidité. La partie gauche du diagramme traduit la relation des déformations du boulon et des efforts qu'il subit et la partie droite, le même mais pour les pièces serrées (tg $\alpha = c_b$ et tg $\beta = c_p$).

L'effort de préserrage V provoque l'extension du boulon λ_1 et la compression du joint λ_2.

Après l'application d'une charge F, le boulon s'allonge d'une grandeur $\Delta\lambda_1$; il en résulte que la déformation de compression du joint diminue d'une grandeur $\Delta\lambda_2 = \Delta\lambda_1$, alors que l'effort sollicitant le joint diminue jusqu'à V'.

Si l'on réunit les deux diagrammes (fig. 10.12,*a*), le problème se résout également en l'énoncant de la façon suivante: les caractéristiques élastiques étant c_b et c_p, le boulon est sollicité par une charge en service F ; déterminer le préserrage V assurant en service un effort de serrage résiduel V'. Menons en un point quelconque A perpendiculairement à l'axe x le segment AC représentant à l'échelle retenue l'effort $F_0 = V' + F$. Par le point C menons une droite qui forme avec l'axe x un angle α défini par la condition tg $\alpha = c_b$; le point

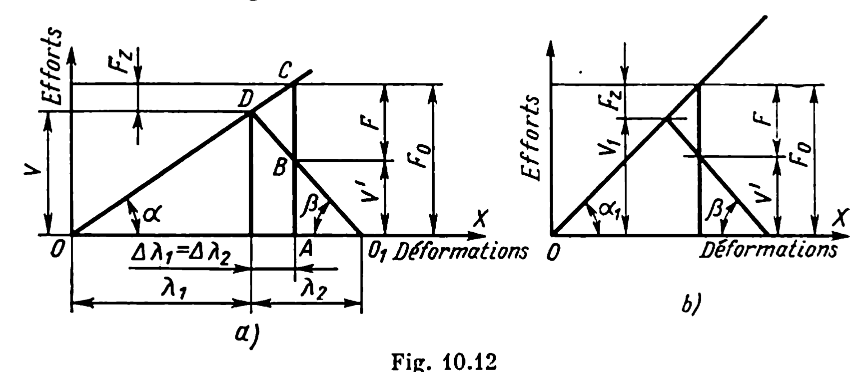


Fig. 10.12

d'intersection de cette droite avec l'axe x est considéré comme l'origine des coordonnées. Menons par le point B de la perpendiculaire AC (AB représente l'effort V') une droite formant avec l'axe x un angle β (tg $\beta = c_p$). Le point D d'intersection des droites OC et O_1B détermine l'effort de préserrage nécessaire V.

Les diagrammes *a* et *b* (fig. 10.12) construits pour les mêmes valeurs de F_0 (F ; V') et β, illustrent la variation du préserrage ($V_1 < V$) pour $\alpha_1 > \alpha$, c'est-à-dire pour une rigidité accrue des pièces assemblées. Ce renforcement de la rigidité impliquerait, pour les mêmes F_0 et α, un renforcement du préserrage.

Un facteur important déterminant la sécurité d'un assemblage fileté est la *stabilité de serrage*. La valeur de ce dernier peut changer par suite du déplacement axial des pièces assemblées, provoqué par les déformations plastiques dans les joints ou par suite d'un dévissage spontané des pièces filetées.

Remarquons que les mesures prises pour prévenir un dévissage spontané ne suffisent pas toujours pour conserver la stabilité du serrage.

La diminution de l'effort de serrage due à un affaissement Δh, somme des déplacements axiaux résultant des déformations plastiques

(compression des microaspérités à la surface de contact, etc.) sous l'action d'une charge est déterminée par la formule

$$\Delta V_0 = \frac{\Delta h}{\frac{1}{c_b} + \frac{1}{c_p}}. \qquad (10.7)$$

Comme le montre la formule (10.7), la diminution des coefficients de rigidité c_b et c_p entraîne celle de ΔV_0.

La diminution spontanée du serrage lors d'un dévissage de l'écrou à un angle θ s'écrit

$$\Delta V_\theta = \frac{p}{2\pi} \cdot \frac{\theta}{\frac{1}{c_b} + \frac{1}{c_p}}, \qquad (10.8)$$

où p est le pas du filet.

On voit que dans ce cas-là aussi le caractère de la dépendance entre ΔV_θ d'une part et c_b et c_p de l'autre reste le même.

Pour conserver la stabilité du serrage, compte tenu de ce qui vient d'être dit, on recommande dans un assemblage fileté de réduire le nombre de joints au minimum, d'assurer une finition convenable aux surfaces aboutées car dans le cas d'un usinage grossier l'affaissement Δh augmente, d'employer des freins d'écrou pour rendre impossible le dévissage spontané, de rendre impossible le dévissage sous l'effet des vibrations, en choisissant convenablement le mode de montage des goujons dans le corps, etc.

Les contraintes produites par le préserrage doivent être assez élevées; elles vont jusqu'à $\sigma_{ser} = \frac{V}{S_b} = (0{,}4 \text{ à } 0{,}5)\,\sigma_T$; dans certains cas $\sigma_{ser} \approx 0{,}8\sigma_T$.

La valeur du serrage requise peut s'obtenir sous la condition de la vérifier au cours du montage en mesurant a) l'allongement du boulon; b) le pivotement de l'écrou; c) le moment de torsion lors du vissage de l'écrou avec une clé graduée. Le mode le plus sûr est le premier.

Dans certaines constructions le blocage relatif des pièces assemblées lors de l'application à ces pièces des efforts *de cisaillement* (*transversaux*) est assuré par le frottement produit aux surfaces conjuguées par le préserrage.

Lors de la pose d'un boulon *avec jeu* (fig. 10.13,*a*) l'effort de serrage V est déterminé par la valeur de la force de frottement F nécessaire pour obtenir le blocage relatif des pièces assemblées. En négligeant les forces de frottement F_b, on a $R \leqslant F_j = fVn$ et

$$V \geqslant \frac{R}{fn}, \qquad (10.9)$$

où f est le coefficient de frottement,

n, le nombre de joints.

En adoptant pour les surfaces sèches en acier et en fonte $f = 0{,}2$, on obtient pour la construction représentée sur la figure 10.13,*a*

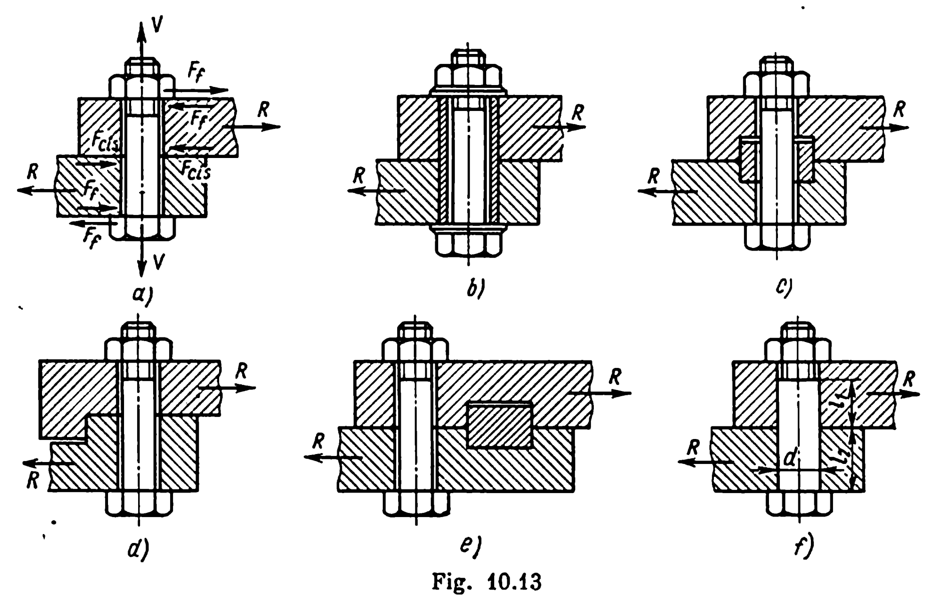


Fig. 10.13

($n = 1$), $V = 5R$. Si le nombre de joints $n = 2$, l'effort de serrage nécessaire $V = 2{,}5R$.

L'effort de serrage des boulons de l'assemblage représenté fig. 10.4,*a* dans le cas de la charge par le moment de torsion M_t

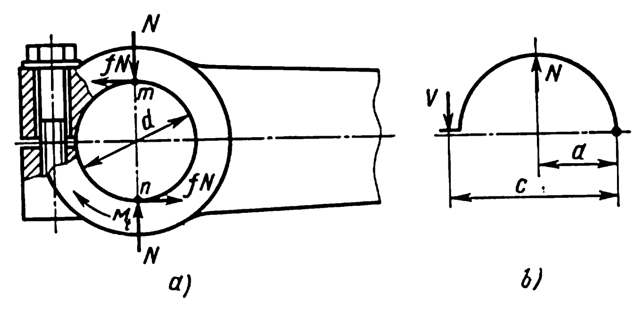


Fig. 10.14

est déterminé par la condition $M_{fr} \geqslant M_t$. M_{fr} est ici le moment engendré par les forces de frottement sur les surfaces de contact des pièces à assembler.

Considérons deux schémas de calcul.

Dans le premier cas on suppose qu'un grand jeu diamétral donne lieu à un contact linéaire des pièces assemblées. Les forces de frotte-

ment fN appliquées aux points m et n créent le moment $M_f = fNd$ qui équilibre le moment M_t. Si l'on adopte $c = 2a$ (fig. 10.14,*b*), la condition d'équilibre entraîne $N = 2V$, et, par conséquent,

$$M_t = 2Vfd.$$

D'après le deuxième schéma, on pose que la pression unitaire se répartit uniformément suivant la surface de contact cylindrique déterminée par l'arc embrassé, égal environ à 2π. Ce schéma est justifié dans le cas de formes exactes des surfaces conjuguées, de montage avec préserrage et de l'observation de certains autres impératifs fonctionnels.

La pression unitaire est dans ce cas

$$p = \frac{N}{ld} = \frac{2V}{ld} = \text{const},$$

où l est la largeur du moyeu.

La pression exercée sur une aire élémentaire qui correspond à l'angle $d\alpha$ vaut

$$p\frac{d}{2}l\,d\alpha = V\,d\alpha,$$

et la force de frottement élémentaire $Vf\,d\alpha$.

On en déduit le moment des forces de frottement

$$M_t = \int_0^{2\pi} Vf\frac{d}{2}\,d\alpha = \pi Vfd.$$

En fait

$$2Vfd < M_t < \pi Vfd,$$

et avec $f = 0{,}2$ on adopte la valeur moyenne de l'effort de serrage

$$V \approx \frac{2M_t}{d}. \tag{10.10}$$

Lorsqu'un assemblage par pincement est sollicité par un *effort axial* A, les valeurs de serrage se calculent d'après la condition tirée des raisonnements analogues aux précédents

$$4Vf < A < 2\pi Vf$$

et pour $f = 0{,}2$

$$V \approx A. \tag{10.11}$$

Coefficients de rigidité. Pour un boulon à section constante les coefficients de rigidité sont définis d'après la formule (2.35)

$$c_b = \frac{E_b S_b}{l_b}; \tag{10.12}$$

pour un boulon à section variable considéré comme une pièce composée de n éléments élastiques liés successivement (cf. tableau 2.1)

$$c_b = \frac{E_b}{\frac{l_1}{S_{b_1}} + \frac{l_2}{S_{b_2}} + \ldots + \frac{l_n}{S_{b_n}}}. \qquad (10.13)$$

Dans les formules (10.12) et (10.13)

l_b est la longueur pratique du boulon (longueur déformée, compte tenu de la déformation de la partie filetée du boulon suivant la longueur de vissage);

$l_1, \ldots, l_n$, les longueurs correspondantes des secteurs isolés du boulon;

$S_{b_1}, \ldots, S_{b_n}$, les aires des sections des secteurs isolés du boulon;

E_b, le module d'élasticité longitudinale du matériau du boulon.

D'habitude la longueur pratique du boulon

$$l_b = l + 0{,}3\ d,$$

où l est l'épaisseur des flasques serrées (distance entre les faces de l'écrou et de la tête du boulon);

d, le diamètre du filet.

Le calcul de c_p se fait suivant le schéma proposé par I. Bobarykov en 1911 sous l'hypothèse que les efforts sont transmis aux pièces de la tête et de l'écrou suivant des « cônes d'action » dont les génératrices forment un angle α avec l'axe du boulon, alors que les diamètres de leurs petites bases sont égaux à la dimension a du surplat de la tête du boulon ou de l'écrou. Pour simplifier les calculs, on remplace les cônes déformés par des cylindres dont les surfaces des sections axiales sont égales à celles des cônes dans les mêmes sections.

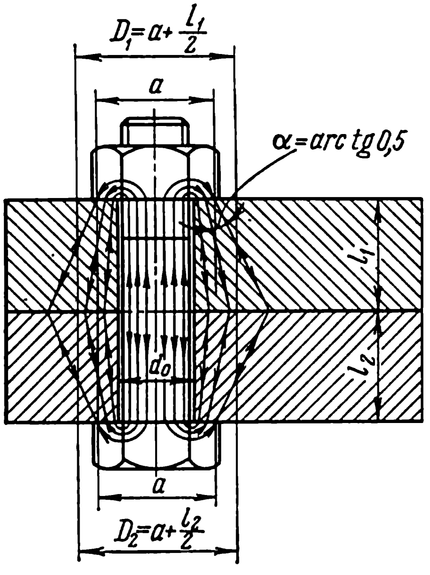


Fig. 10.15

Cette méthodologie est admissible en principe pour de faibles épaisseurs des pièces assemblées (ne dépassant pas environ la dimension d du boulon); si l'on tient compte du fait que les pressions produites par la tête ou l'écrou sont transmises aux pièces intermédiaires suivant des aires annulaires, il faut poser α = arctg 0,4 à arctg 0,5. On choisit plus souvent α = arctg 0,5. De plus (fig. 10.15)

$$S_{p_1} = \frac{\pi}{4}\left[\left(a + \frac{l_1}{2}\right)^2 - d_0^2\right];$$

$$S_{p_2} = \frac{\pi}{4}\left[\left(a + \frac{l_2}{2}\right)^2 - d_0^2\right].$$

Le coefficient c_p est donné par la condition

$$\frac{1}{c_p}=\left(\frac{l_1}{E_{p_1}S_{p_1}}+\ldots+\frac{l_n}{E_{p_n}S_{p_n}}\right), \tag{10.14}$$

où $l_1, \ldots, l_n$ sont les épaisseurs des pièces serrées;

$S_{p_1}, \ldots, S_{p_n}$, les surfaces des sections des cylindres respectifs caractéristiques des pièces assemblées;

$E_{p_1}, \ldots, E_{p_n}$, les modules d'élasticité longitudinale des matériaux des pièces serrées du joint.

Pour de grandes épaisseurs des pièces serrées, le coefficient c_p se calcule sans remplacer les « cônes de pression » par des cylindres équivalents.

Distribution de la charge entre les pièces filetées d'un assemblage multiple. Lorsqu'un assemblage est constitué par des boulons multiples, la loi de distribution de la charge pratique entre les boulons dépend de la construction du joint et de la nature de la charge appliquée à celui-ci.

Pour les assemblages multiples on choisit le plus souvent des boulons de même diamètre, bien qu'une telle solution ne soit justifiée que dans le cas d'une répartition uniforme de la charge pratique entre les pièces filetées. Elle est admissible pourtant à condition qu'il n'y ait pas de grande différence entre les charges s'exerçant sur des boulons isolés; on réduit ainsi la nomenclature des produits, ce qui, dans les conditions de la production, présente un intérêt capital. On choisit alors comme le diamètre de tous les boulons de l'assemblage celui du boulon le plus chargé.

Pour résoudre le problème relatif à la répartition de la charge entre les boulons d'un assemblage multiple, on pose que

1) les pièces assemblées étant assez rigides, la planéité des surfaces du joint n'est pas perturbée;

2) les contraintes provoquées par le préserrage sont égales pour tous les boulons *.

Voici les cas les plus typiques des assemblages multiples.

1. *Le groupe de boulons est sollicité par des efforts dont la résultante est perpendiculaire au plan du joint et passe par son centre de gravité.*

Parmi les calculs prévus dans de tels cas, il y a ceux, notamment, des chapeaux de paliers (voir fig. 21.4), de la fixation des couvercles circulaires et rectangulaires des réservoirs subissant la pression d'un milieu de travail (voir fig. 10.8). Si les boulons des couvercles ronds ont tous la même longueur et s'ils sont répartis symétriquement, on admet qu'ils supportent tous la même charge.

---

* En réalisant le serrage, il convient de se guider par les indications données par l'usine de fabrication sur l'ordre à observer dans cette opération. Ainsi, l'ordre du serrage des goujons d'une culasse de moteur automobile est indiqué dans la notice d'entretien appropriée.

2. *Le groupe de boulons est sollicité par une force transversale qui agit dans le plan du joint suivant son axe de symétrie.*

Ce cas de calcul correspond à celui examiné à la page 138 lorsque le joint comporte plusieurs boulons. On pose que la charge en service est répartie uniformément, alors que la charge pratique dépend de ce que les boulons soient posés dans les trous avec serrage ou avec jeu. Dans le premier cas,

$$R_1 = \frac{R}{z} \text{ kgf} ; \tag{10.15}$$

dans le deuxième,

$$V_1 = \frac{R}{znf} \text{ kgf}, \tag{10.16}$$

où z est le nombre de boulons.

3. *Le groupe de boulons est sollicité par un moment de torsion M_t qui agit dans le plan du joint.*

C'est le cas qui correspond, par exemple, à l'assemblage de deux disques d'un manchon à plateaux. On admet que la charge est répartie uniformément entre les boulons. Dans le cas de la pose des boulons avec serrage, le diamètre du corps est calculé à la résistance au cisaillement ; l'effort de calcul s'écrit

$$R_1 = \frac{2M_t}{D_b z} \text{ kgf}. \tag{10.17}$$

Si le boulon est posé dans le trou avec jeu, on considère que l'effort pratique du serrage V_1 du boulon est celui qui est nécessaire pour transmettre le moment de torsion d'un plateau à l'autre uniquement par frottement ; alors

$$V_1 \approx \frac{4M_t}{(D_e + D_1) fz} \text{ kgf}. \tag{10.18}$$

Dans les formules (10.17) et (10.18),

M_t est le moment de torsion en kgfcm ;

D_b, le diamètre de la circonférence suivant laquelle sont répartis les boulons, en cm ;

D_e, le diamètre extérieur du manchon, en cm ;

D_1, le diamètre de la rainure circulaire du manchon ou le diamètre intérieur de la bague de centrage, en cm.

Détériorations des pièces filetées. Critères de calcul. Les causes essentielles de la mise hors service des assemblages filetés sont la rupture des pièces ou de leurs éléments et la perturbation de la stabilité de serrage.

Une surcharge statique importante rend possible la rupture de la partie lisse ou filetée du corps du boulon, le cisaillement du filet, ainsi que sa flexion ou sa compression. La détérioration du filet peut s'observer sur le boulon comme sur l'écrou.

L'étude statistique des ruptures des pièces filetées montre que presque dans 90 % des cas elles sont dues à la fatigue. Ce fait s'explique surtout par la concentration des contraintes (sur les filets et les raccordements), qui réduisent la résistance des pièces soumises aux charges variables. Bien que les écrous comportent également un filetage, ce sont les boulons qui se rompent surtout ; cet effet est dû à une certaine influence des contraintes d'extension (dont le champ couvre les filets du boulon) sur l'apparition et l'évolution du phénomène de la rupture de fatigue.

La figure 10.16 montre la répartition des ruptures de fatigue suivant les sections des boulons. Elle se produit le plus souvent suivant le premier ou le deuxième filet actif en partant de la face d'appui de l'écrou ; la rupture est beaucoup plus rare dans la zone du filet perdu et des sections voisines de la tête.

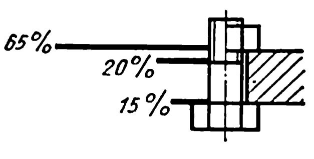


Fig. 10.16

Les ruptures de fatigue peuvent parfois affecter la partie lisse non filetée du boulon par suite des charges alternatives transversales qui s'exercent en service et dont on n'a pas tenu compte lors de l'établissement de l'assemblage. L'apparition de ces contraintes est possible lorsque le projet n'a pas prévu de mesures visant à préserver le boulon contre les éventualités telles que l'imprécision de fabrication, le montage défectueux, le déplacement relatif des pièces dont le serrage est instable, etc.

La rupture des pièces filetées peut être également due aux contraintes engendrées par le changement de température de l'ensemble (contraintes thermiques). Il arrive que ces ruptures soient d'une allure intempestive, car elles se produisent avant même l'application des charges sous le seul effet de la modification des conditions thermiques.

La diminution en service de l'effort de serrage compromet les conditions requises du fonctionnement commun des pièces de l'assemblage et influe sur l'allure de la variation des charges sollicitant les pièces filetées.

Ainsi le calcul des assemblages filetés consiste à rechercher les dimensions susceptibles d'assurer la résistance des pièces et dans le cas du préserrage, de plus, la valeur de ce dernier.

CALCUL DE LA RÉSISTANCE EN CAS DE SOLLICITATIONS STATIQUES

Calcul des assemblages montés sans préserrage. Les pièces filetées sont prévues essentiellement pour recevoir des charges axiales. Le cas considéré est donc le plus courant, et on y ramène la plupart des autres par le choix de la valeur correspondante de la charge.

Le boulon de l'assemblage représenté sur la fig. 10.17,*a* est sollicité par la *force axiale F*. Caractéristiques de calcul :

1) la sollicitation de la construction est symétrique, on peut donc considérer que la charge reçue par le boulon agit suivant l'axe;

2) la surface filetée pratique du boulon est considérée comme celle d'un cercle de diamètre d_1 (la surface vraie d'une section droite, qui couvre également une partie du filet, est quelque peu supérieure à celle de calcul);

3) la répartition de la charge entre les filets actifs est uniforme (dans les limites de la hauteur de l'écrou). Cette hypothèse est vérifiée pour l'état d'un assemblage précédant la rupture du filet. Dans la zone élastique, la répartition de la charge entre les filets actifs est inégale (p. 131).

La condition de résistance qui rend impossible la rupture éventuelle du boulon dans la section dangereuse peut s'écrire :

$$F \leqslant \frac{\pi d'^2}{4} [\sigma]_{tr},$$

d'où

$$d' \geqslant \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F}{[\sigma]_{tr}}}. \qquad (10.19)$$

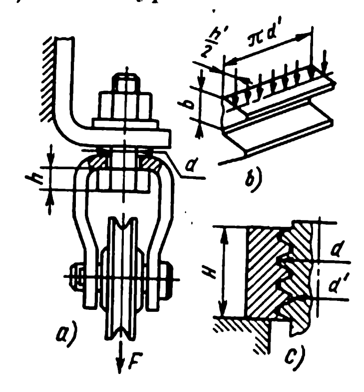


Fig. 10.17

Pour la valeur des contraintes admissibles on peut poser :

$[\sigma]_{tr} \leqslant 0{,}4\ \sigma_T$ pour des boulons en acier au carbone;
$[\sigma]_{tr} \leqslant 0{,}3\ \sigma_T$ pour des boulons en acier allié.

Dans la majorité des cas, les assemblages soumis à des charges statiques se composent de pièces aux formes et dimensions normalisées. L'utilisation des normes simplifie toujours l'établissement du projet du fait qu'il suffit de calculer une seule dimension caractéristique toutes les autres étant fournies par les normes en fonction de cette dimension pratique. Pour les pièces filetées, cette dimension est le diamètre d' du noyau du filet.

Les rapports prévus par les normes entre certaines dimensions des pièces de fixation sont justifiés par des calculs en respectant au possible le principe d'égale résistance de ces pièces dans des sections différentes.

Ainsi la hauteur de la tête h d'un boulon peut s'obtenir à partir de la condition d'un cisaillement inadmissible suivant la surface cylindrique de diamètre d_c. Si l'on admet que l'effort tranchant intervient suivant la hauteur de la tête d'après la règle du triangle, la condition de résistance s'écrit :

$$F \leqslant \frac{1}{2} \pi d_c h [\tau]_{cis}. \qquad (10.20)$$

La résolution des équations (10.19) et (10.20) pour $[\tau]_{cis} = 0{,}5\ [\sigma]_{tr}$ et $d' \approx 0{,}8\ d \approx 0{,}8\ d_c$ conduit à $h \approx 0{,}8\ d'$ ou à $h = 0{,}64\ d$, ce qui est conforme aux relations prévues par les normes.

La hauteur de l'écrou peut être trouvée à partir des conditions de résistance des filets au cisaillement, à la flexion et à la compression.

La condition de résistance au cisaillement des filets d'un boulon contenus en service dans l'écrou est vérifiée par la formule (fig. 10.17,*c*)

$$F \leqslant \pi d' \beta H\ [\tau]_{cis}, \tag{10.21}$$

où β est le coefficient de remplissage de la hauteur H (pour des filets triangulaires, $\beta \approx 1$).

Le calcul des filets à la flexion se fait en partant des considérations supplémentaires suivantes: le filet développé est considéré comme une poutre encastrée à une extrémité (fig. 10.17,*b*) ; la charge répartie à la surface du filet est remplacée par un effort concentré $\frac{F}{z}$ (où z est le nombre de filets de l'écrou) appliqué au milieu de la hauteur active du filet $\left(l = \frac{h'}{2}\right)$. Alors

$$\frac{F}{z} \cdot \frac{h'}{2} = \frac{\pi d' b^2}{6}\ [\sigma]_f. \tag{10.22}$$

Fig. 10.18

Si l'on utilise les relations normalisées des dimensions d'un filet, cette condition permet de déterminer la dimension $H = zp$.

Le calcul d'un filet à la compression se fait suivant la condition:

$$F \leqslant \frac{\pi}{4}\ (d^2 - d'^2)\ z\ [\sigma]_{com},$$

d'où l'on tire:

$$H = zp = \frac{4Fp}{\pi\ (d^2 - d'^2)\ [\sigma]_{com}}\ . \tag{10.23}$$

On peut établir la hauteur de l'écrou en résolvant les équations (10.19) et (10.21), (10.19) et (10.22) et (10.19) et (10.23). La relation $H \approx 0{,}8\ d$ prévue par les normes est vérifiée pour toutes les conditions envisagées.

Le resserrage d'un assemblage dont les pièces filetées sont sollicitées au préalable par une force axiale (fig. 10.18) produit dans le filet un moment M_t qui sollicite en torsion la tige du boulon. Le moment M_t se calcule suivant la formule (10.1).

Les composantes de la contrainte équivalente $\sigma_{éq}$ sont

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d'^2} \quad \text{et} \quad \tau = \frac{M_{tr}}{W_t} = \frac{F \cdot 0{,}5 d_2\ \mathrm{tg}\ (\psi + \rho)}{0{,}2 d'^3}$$

et

$$\sigma_{éq}=\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}. \qquad (10.24)$$

Pour les boulons normalisés on peut adopter $\Delta = 1{,}12\ d'$. Pour les boulons allant jusqu'à 50 mm de diamètre, $\operatorname{tg}\psi = 0{,}0194$ à 0,0433 et pour une valeur moyenne de $\operatorname{tg}\rho \approx 0{,}2$, on obtient $\frac{\tau}{\sigma} \approx$ $\approx 0{,}5$ et $\sigma_{éq} \approx 1{,}3\sigma$.

Ainsi l'action du resserrage peut être évaluée avec une précision suffisante pour les calculs techniques si l'on pose dans la formule (10.19) que la charge pratique $F_0 = 1{,}3\ F$.

Alors le diamètre du noyau

$$d' \geqslant \sqrt{\frac{4\cdot 1{,}3F}{\pi\,[\sigma]_{tr}}}. \qquad (10.25)$$

Le choix de $[\sigma]_{tr}$ est guidé par les chiffres que l'on trouve dans les ouvrages de référence. Cette contrainte varie en fonction du matériau et du diamètre du boulon, étant plus petite pour des diamètres plus petits afin de parer aux surcharges éventuelles produites par le serrage. Ainsi pour les boulons en acier au carbone, $[\sigma]_{tr} = (0{,}25$ à $0{,}4)\ \sigma_T$ pour $d = (16$ à $30)$ mm, et pour $d = (30$ à $60)$ mm, $[\sigma]_{tr} =$ $= (0{,}4$ à $0{,}6)\ \sigma_T$, etc.

Calcul des assemblages montés avec préserrage. L'étude du fonctionnement des assemblages montés avec préserrage dont les pièces filetées sont sollicitées en service par des charges axiales (fig. 10.10) a montré que la force axiale s'exerçant sur le boulon $F_0 = F + V'$. Vu que $V' = \gamma F$, on a

$$F_0 = F + V' = F\,(1+\gamma). \qquad (10.26)$$

Si l'on tient compte de la relation (10.5), la formule (10.26) peut être mise sous la forme:

$$F_0 = V + F\frac{c_b}{c_b+c_p} \qquad (10.27)$$

ou

$$F_0 = V + F_z,$$

c'est-à-dire dans les assemblages montés avec préserrage V, après l'application de la charge en service F l'effort qui s'exerce sur le boulon augmente d'une valeur

$$F_z = F\frac{c_b}{c_b+c_p} < F. \qquad (10.28)$$

L'interprétation graphique des relations (10.26) et (10.27) est donnée par la figure 10.11.

Le moment M_t qui tord le boulon est évalué suivant la relation (10.24) et donc le diamètre du noyau

$$d' = \sqrt{\frac{4\cdot 1{,}3F_0}{\pi\,[\sigma]_{tr}}}. \qquad (10.29)$$

Ainsi, le projet des assemblages considérés s'établit dans l'ordre suivant:

1) déterminer la charge en service F supportée par le boulon (dans les cas courants le plus chargé);

2) déterminer la valeur du serrage résiduel $V' = \gamma F$;

3) calculer la charge axiale $F_0 = F + V'$;

4) calculer les dimensions de la section droite du boulon à l'aide de la formule (10.29);

5) étudier la construction de l'ensemble;

6) calculer les valeurs de c_b et c_p suivant les formules (10.12) à (10.14);

7) déterminer d'après la formule (10.6) l'effort de préserrage V nécessaire pour remplir les conditions imposées.

La vérification de la valeur de serrage dans le but de conserver la stabilité de l'effort V et donc celle de l'effort V' acquiert pour ces assemblages une importance capitale (cf. p. 310).

Calcul des assemblages sollicités par des forces transversales. Considérons les assemblages (fig. 10.13,*a*) sollicités en cisaillement dans le plan du joint. Les charges axiales pratiques des boulons, posés dans les trous avec jeu, sont constituées par les efforts de serrage donnés par la formule (10.9).

Les forces de frottement appliquées à la face d'un écrou et à celle de la tête d'un boulon (fig. 10.13,*a*) provoquent le gauchissement du boulon par rapport au trou et la redistribution des pressions unitaires sur les surfaces d'appui. Les contraintes de flexion qui apparaissent alors dans les sections du boulon sont généralement négligées.

Par conséquent le diamètre du noyau

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3V}{\pi [\sigma]_{tr}}}. \tag{10.30}$$

L'étude de la relation (10.9) montre que dans ces cas les efforts de serrage dépassent de plusieurs fois la charge en service R. Dans ces conditions on obtient de grands diamètres de boulons. Il faut donc prévoir des dispositifs spéciaux pour amortir la charge en service R en assurant ainsi le blocage relatif des pièces assemblées ; les boulons sont alors déchargés des forces transversales. La figure 10.13,*b-e* suggère à cet effet certaines solutions.

Dans un cas particulier, les boulons peuvent être placés dans le trou avec faible serrage (fig. 10.13,*f*) ; la charge en service est alors supportée par le corps du boulon dont le diamètre se calcule d'après la condition

$$d_c = \sqrt{\frac{4R}{\pi [\tau]_{cis}}}. \tag{10.31}$$

Si $l_1 < l_2$ il faut vérifier la condition $R \leqslant d_c l_1 [\sigma]_{com}$; dans les formules considérées

$$[\tau]_{cis} \leqslant (0{,}2 \text{ à } 0{,}3)\ \sigma_T;$$
$$[\sigma]_{com} \leqslant (0{,}3 \text{ à } 0{,}4)\ \sigma_T \text{ pour l'acier};$$
$$[\sigma]_{com} \leqslant (0{,}25 \text{ à } 0{,}3)\ \sigma_{ttr} \text{ pour la fonte.}$$

Filetages sollicités à la flexion. Les filetages de certaines constructions sont sollicités en plus par des efforts fléchissants. Une telle sollicitation est imposée soit par une solution fonctionnelle impérative, soit par les surfaces d'appui gauchies de la tête du boulon, de l'écrou ou des pièces conjuguées, soit encore par les déformations élastiques de ces dernières.

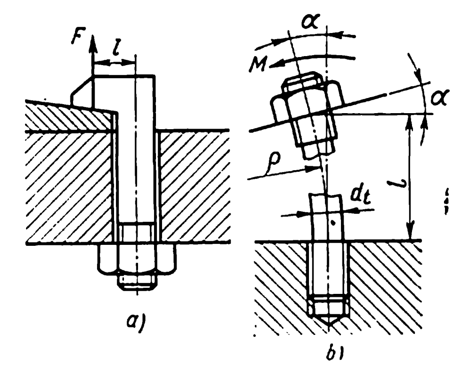


Fig. 10.19

La figure 10.19,*a* représente les variantes de fixation des pièces à l'aide d'un boulon à tête asymétrique. De tels boulons s'emploient lorsqu'une tête normalisée (symétrique) n'épouse pas le logement prévu ou lorsque le perçage de l'une des pièces assemblées est inadmissible. On déduit du schéma de sollicitation que la contrainte engendrée dans les sections d'un boulon

$$\sigma_{rés} = \sigma \pm \sigma_f,$$

où σ est la contrainte suscitée par une charge axiale;

σ_f, la contrainte maximale due au moment fléchissant.

Si le contact normal des surfaces d'appui n'est pas assuré, une telle sollicitation peut avoir lieu également lorsque les pièces filetées sont normalisées. L'exemple en est fourni par la figure 10.19, *b*.

Le serrage de l'écrou provoque une flexion du goujon. Les contraintes fléchissantes qui apparaissent dans le corps du goujon se calculent en partant des considérations suivantes.

On sait du cours de la « Résistance des matériaux » que l'équation de la ligne élastique est $M = \frac{EI}{\rho}$, mais la figure 10.19,*c* montre que $\rho = \frac{l}{\operatorname{tg}\alpha}$. L'angle α étant très petit, on peut poser $\operatorname{tg}\alpha \approx \alpha$, où α est exprimé en radians. Puisque

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{et} \quad W = \frac{\pi d^3}{32}, \qquad \sigma_f = \frac{M}{W} = \frac{1}{2}\alpha E \frac{d}{l_s}. \qquad (10.32)$$

Les contraintes fléchissantes de la partie filetée du goujon sont:

$$\sigma_f = \frac{1}{2}\alpha E \left(\frac{d}{d'}\right)^3 \frac{d}{l_s}. \qquad (10.33)$$

L'examen des formules (10.32) et (10.33) montre que, toutes les autres conditions étant les mêmes, *les contraintes de flexion sont d'autant plus faibles que le diamètre du corps de boulon (goujon) est plus petit et que le boulon est plus long.*

CALCUL DE LA RÉSISTANCE À DES CHARGES VARIABLES

Calcul de la résistance. Lorsque les pièces filetées sont sollicitées par des efforts provoquant des contraintes variables, on utilise dans les cas usuels des boulonnages montés avec *préserrage*. D'après la figure 10.20, lorsque la charge extérieure varie de 0 à F, les sections

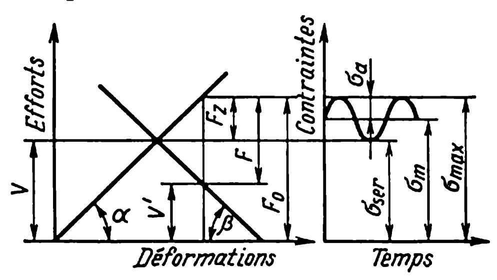


Fig. 10.20

du boulon sont sollicitées par des contraintes variables dont la valeur maximale est

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a,$$

où $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{mi}}{2} = \frac{F_z}{2S_b}$ est l'amplitude du cycle ($\sigma_{min} = \sigma_{ser}$);

$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{V}{S_b} + \sigma_a = \sigma_{ser} + \sigma_a$, la contrainte moyenne du cycle;

σ_{ser}, la contrainte du serrage.

Le calcul de la résistance d'un boulon implique la détermination préalable de V et de F_z, d'après les formules (10.6) et (10.28).

Le calcul du coefficient de sécurité doit tenir compte des facteurs fonctionnels (concentration des contraintes, facteur d'échelle), technologiques (gammes de fabrication, de consolidation), etc., qui influent sur la résistance aux charges variables. Cette résistance est donnée par la condition

$$n_a = \frac{(\sigma_{-1})_b}{\sigma_a} = \frac{(\sigma_{-1})_b}{\frac{F_z}{2S_b}} \geqslant [n_a], \tag{10.34}$$

où $(\sigma_{-1})_b$ est la limite de fatigue de l'assemblage; $[n_a] \geqslant 2{,}5$.

Si la valeur de $(\sigma_{-1})_b$ est inconnue, la limite de fatigue se calcule d'après la formule

$$(\sigma_{-1})_b = \frac{(\sigma_{-1})_{tr}}{k_\sigma}$$

où $(\sigma_{-1})_{tr}$ est la limite de fatigue à la traction-compression du matériau du boulon pour un cycle symétrique; pour les a ciers des nuances 35 et 45 on peut adopter respectivement $(\sigma_{-1})_{tr}$ = 1800 et 2200 kgf/cm²;

k_σ, le coefficient de concentration des contraintes établi en fonction du matériau, des dimensions, du mode de fabrication, de la forme du filet, etc.

Ainsi, pour les produits en acier au carbone à filet métrique, k_σ = = 3,0 à 4,5; les valeurs plus grandes se rapportent à des filets

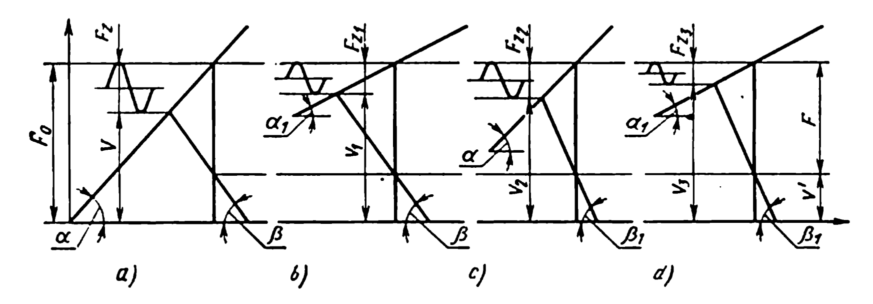


Fig. 10.21

à $d \geqslant 24$ mm; pour des filets roulés, les valeurs de k_σ doivent être réduites de 20 à 50%, etc.

Pour les produits en aciers alliés, les valeurs respectives de ce coefficient sont k_σ = 4,0 à 5,5.

D'après ce qui vient d'être dit, l'endurance peut être accrue, le matériau étant imposé:

a) en réduisant σ_a, la valeur de σ_{max} étant donnée, pour rendre le cycle le plus proche possible du cycle dont σ = const;

b) en réduisant la concentration des contraintes;

c) en améliorant la distribution de la charge entre les filets actifs.

Voici les moyens fonctionnels susceptibles d'assurer l'observation de ces prescriptions.

La modification de la relation entre σ_m et σ_a, lorsque σ_{max} est donnée et lorsqu'on diminue la valeur de σ_a, s'obtient par l'augmentation de la flexibilité des éléments du système du boulon, et notamment par l'utilisation des boulons « élastiques » et l'amélioration de la rigidité des pièces du système du corps.

Les diagrammes de calcul de la figure 10.21 sont établis pour des assemblages de pièces de rigidité différente, les conditions permettant la comparaison (mêmes valeurs de la charge en service F variant dans les limites $0 \rightleftarrows F$, et du serrage résiduel V'). Les différentes valeurs de rigidité des pièces de l'assemblage sont définies par les angles que forment les droites traduisant la relation entre la déformation et les efforts appliqués. La comparaison des diagrammes de

la figure 10.21,*a* et *b* montre qu'avec la diminution de la rigidité (augmentation de la flexibilité) d'un boulon ($\alpha_1 < \alpha$), la valeur imposée de l'effort V' ne peut être assurée qu'en augmentant la valeur du préserrage ($V' > V$) ; l'amplitude du cycle σ_a diminue alors, la valeur de $\sigma_{max} = \frac{F_0}{S_b}$ restant constante, car

$$\sigma_{a_1} = \frac{F_{z_1}}{2S_b} < \sigma_a = \frac{F_z}{2S_b} .$$

On sait que plus σ_a est faible, σ_{max} étant constant, plus le nombre d'alternances des charges nécessaire pour amener la rupture de la construction est grand, c'est-à-dire plus la longévité d'une telle construction est grande.

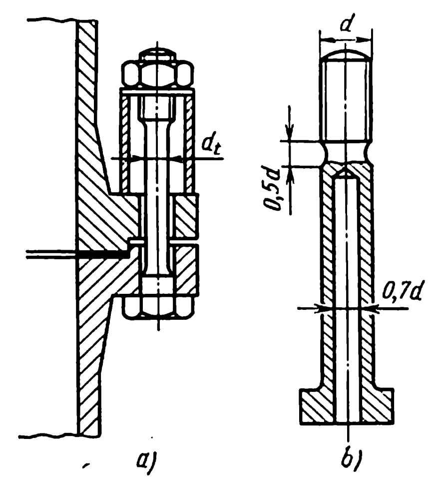


Fig. 10.22

D'après les relations (10.12) et (10.13), la rigidité d'un boulon peut être diminuée en allongeant ce boulon ou en diminuant la section de la partie lisse à condition d'assurer la même résistance statique des parties filetée et lisse (fig. 10.22) (diminution du diamètre de la partie lisse du corps, utilisation de boulons creux, exécution de plusieurs rainures semi-sphériques sur la partie lisse du corps dans le sens longitudinal).

Lorsqu'il faut choisir le nombre de boulons d'un assemblage, il est rationnel de le prévoir le plus grand possible afin de répartir la charge entre les boulons (les surfaces totales des sections étant à peu près égales), qui doivent être de dimensions rendant impossible le cisaillement éventuel des filets au cours du montage de l'ensemble. Dans ces conditions, l'endurance est encore améliorée par l'effet de similitude. Ainsi, la relation entre les limites de fatigue des filets métriques M20, M45 et M72 est 2,5 : 1,5 : 1.

Les diagrammes de la figure 10.21, *a* et *c* montrent que l'amplitude du cycle peut être également diminuée en augmentant la rigidité (en réduisant la flexibilité) des pièces de joint conjuguées.

Ces diagrammes pratiques sont prévus pour le calcul des assemblages qui diffèrent par leurs coefficients de rigidité c_p ($\beta_1 > \beta$) ; dans ces conditions $F_{z_2} < F_z$ et donc $\sigma_{a_2} < \sigma_a$, la valeur de σ_{max} étant constante. La diminution du nombre de joints et l'amélioration de la qualité de leurs surfaces améliorent la rigidité du joint et, par suite, améliorent l'endurance des éléments des assemblages filetés.

Les considérations qui viennent d'être énoncées sur l'action produite par la construction de l'ensemble sur les propriétés élastiques de ses pièces permettent de conclure que parmi les deux constructions représentées sur la figure 10.8 il faut préférer la variante *b*, son endurance étant meilleure.

Toutes les solutions fonctionnelles qui viennent d'être étudiées peuvent être énoncées sous une forme généralisée: « *flasques rigides, boulons flexibles* ».

La concentration des contraintes peut être réduite en améliorant le profil du filet, en modifiant le filet perdu et le raccordement entre le corps et la tête.

Le coefficient de concentration des contraintes dans la partie filetée dépend, toutes les autres conditions étant égales, du rayon d'arrondi r à fond du filet. Pour augmenter l'endurance on peut donner au fond de filet un rayon d'arrondi plus grand. Compte tenu de l'effet de similitude et de la susceptibilité à la concentration des contraintes, le rayon d'arrondi doit être d'autant plus grand que le diamètre du boulon et la charge de rupture du matériau sont plus importants.

D'après les données expérimentales, la résistance des assemblages filetés fortement chargés augmente de 24 à 40 % pour $r = 0{,}2e$. Une augmentation du rayon d'arrondi supérieure à cette valeur peut altérer le fonctionnement de l'assemblage, car cela réduit la surface de contact des filets du boulon et de l'écrou, et accroît donc la pression spécifique.

Il est recommandé d'effectuer le raccordement des parties lisse et filetée sous la forme d'une gorge allongée au tracé régulier d'une longueur $l = 0{,}5d$ et d'un diamètre $d_1 = 0{,}96d'$, qui joue le rôle d'une « entaille de décharge » et contribue à uniformiser la distribution des efforts (voir p. 50).

La concentration des contraintes peut être réduite par diverses modifications du raccordement entre le corps et la tête du boulon. Mais le prix de tels boulons étant élevé, ils ne sont utilisés que dans des constructions importantes fortement chargées. En général, le rayon du congé dans ces sections doit être $R \geqslant 0{,}2d$.

La distribution de la charge entre les filets actifs peut être améliorée également par des écrous en matériau dont le module d'élasticité longitudinale $E_{é}$ est inférieur à celui du matériau du boulon E_{b}. Ainsi, pour $E_{é} = \frac{1}{3} E_{b}$, la charge qui s'exerce sur le premier filet diminue de 30 à 40 % par rapport à une construction dans laquelle $E_{é} = E_{b}$.

Lors de l'étude d'un ensemble il est important d'éliminer les sollicitations des pièces filetées produites par les contraintes de flexion dues aux gauchissements. Ceci importe surtout pour des pièces en acier à haute résistance $\sigma_{ttr} = 130$ à 180 kgf/cm². Ainsi, même pour de faibles angles de gauchissement ($\alpha \approx 35'$), la limite de fati-

gue des filets, le jeu radial des filets étant minimal, diminue de 12 %, et de 56 %, lorsque l'angle α atteint 2°30′. Pour parer à l'action des gauchissements on emploie des écrous et des rondelles d'une construction spéciale et l'usinage correspondant des surfaces d'appui.

L'influence du mode de fabrication sur la résistance statique des pièces filetées est insignifiante. Mais elle devient importante dans le cas des contraintes variables.

Les facteurs les plus importants qui déterminent le degré d'influence du mode de fabrication sont l'état de surface du filet, les propriétés physiques et mécaniques de la couche superficielle des pièces filetées (degré d'écrouissage, contraintes résiduelles, définies par le mode de fabrication et les régimes d'usinage).

Ainsi, en portant l'état de surface d'un filet taraudé ou rectifié de la 7[e] à la 10[e] classe, l'amplitude maximale des alternances des contraintes peut augmenter de 30 à 50 %. Naturellement, ce phénomène est plus efficace pour les boulons en acier à haute résistance.

L'endurance est encore plus influencée par les contraintes résiduelles engendrées dans les couches superficielles d'un filet en cours de fabrication et d'usinage.

Le roulage d'un filet exécuté suivant une gamme de fabrication bien étudiée permet d'obtenir, grâce aux déformations plastiques, un profil à disposition favorable de fibres (à la différence d'un filet taillé dont les fibres sont toujours tranchées) et comportant dans la couche superficielle des contraintes résiduelles de compression. La limite de fatigue d'un filet roulé s'accroît de 40 à 95 % par rapport à un filet rectifié.

La phase de galetage des creux d'un filet après leur rectification ou même taillage est très efficace. Une telle gamme d'usinage est susceptible de doubler la limite de fatigue.

Sollicitations thermiques dans les assemblages filetés. Soit un assemblage, représenté sur la figure 10.10, serré au préalable avec un effort V.

Dans ces conditions, les déformations des éléments sont λ_1 et λ_2, la déformation totale est donc définie par le segment $\lambda_1 + \lambda_2$ (fig. 10.23).

Si l'on néglige les secteurs extrémaux du boulon et on pose que sa longueur (fig. 10.8) $l_b = l_1 + l_2 = l_p = l$, alors, sous l'action de l'augmentation de la température, le boulon à l'état libre s'allongera de la valeur $l\alpha_1 t_1$, tandis que les pièces serrées, de $l\alpha_2 t_2$, où α_1 et α_2 sont les coefficients de dilatation linéaire des matériaux du boulon et des pièces assemblées, t_1 et t_2, l'augmentation de la température du boulon et des pièces par rapport à celle de l'ensemble.

Il est fréquent que les pièces assemblées sont fabriquées en matériau de coefficient de dilatation linéaire α_2 plus grand que celui du boulon α_1, alors les augmentations des températures t_1 et t_2 peu différentes l'une de l'autre conduisent évidemment à

$l\alpha_2 t_2 > l\alpha_1 t_1$. Les pièces de l'assemblage se déformant simultanément (à l'état serré), l'allongement thermique de celui-ci est $\lambda_T = l(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1)$. Dans ces conditions une force complémentaire V_{T_1} apparaît dans l'assemblage, qui allonge le boulon et comprime le joint; cette force peut être déterminée par le tracé usuel, reproduit sur la figure 10.23 par le pointillé, en supposant que les valeurs $C_b = \text{tg}\,\alpha$ et $C_p = \text{tg}\,\beta$ ne changent pas sous l'effet de la température.

En réalité l'effort complémentaire V_T, qui peut être considéré comme l'augmentation de la valeur du préserrage, est inférieur à la

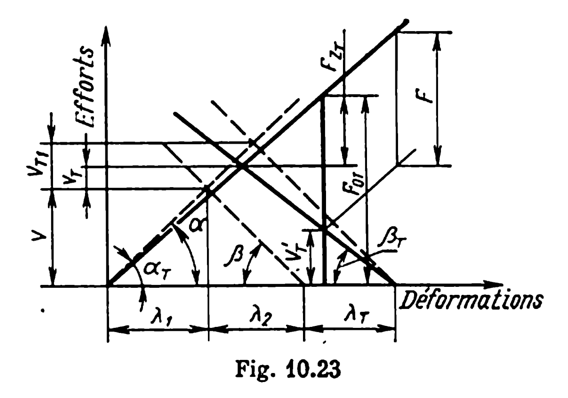


Fig. 10.23

valeur obtenue de V_{T_1}, car avec l'augmentation de la température de l'assemblage les modules d'élasticité des matériaux des pièces changent eux aussi ($E_{1T} < E_1$; $E_{2T} < E_2$; donc, $\alpha_T < \alpha$ et $\beta_T < \beta$).

Compte tenu de cette circonstance, l'augmentation réelle de la force de préserrage V_T est déterminée par le tracé exécuté sur le même graphique en trait continu. Les autres valeurs (V_T', serrage résiduel du joint, et F_{0T}, charge pratique en fonction de l'effort en service donné F) sont définies soit graphiquement (fig. 10.23), soit analytiquement. Dans ce dernier cas, on peut déduire des formules analogues à celles obtenues pour le calcul des assemblages montés avec préserrage travaillant à des températures normales.

L'effort pratique pour le boulon:

$$F_{0T} = V_T' + F$$

et pour une solution statique durable:

$$d' = \sqrt{\frac{4F_{0T}[n]}{\pi\sigma_t}}, \qquad (10.35)$$

où σ_t est la charge de rupture de longue durée du filet d'un boulon à la température considérée, égale approximativement à 0,8 de la valeur correspondante de la charge de rupture du matériau;

$[n]$, le coefficient de sécurité égal à 2 ou 3.

Sous l'action des charges variables

$$d' = \sqrt{\frac{2F_{zT}[n]}{\pi\sigma_{aT}}}, \qquad (10.36)$$

où $\frac{F_{zT}}{2}$ est l'amplitude de la charge variable déterminée d'après le diagramme, en kgf;

σ_{aT}, l'amplitude limite du cycle à la température considérée, en kgf/cm^2.

Cette méthode de calcul des assemblages filetés s'emploie lorsque les pièces en acier d'un assemblage ont une température $t \geqslant 300$ °C, et les pièces en alliages légers $t \geqslant 100$ °C. La méthode ne peut être appliquée qu'après le calcul préalable et la conception du projet, opérations qui nécessitent l'établissement des valeurs imposées par la détermination de F_{0T} et de F_{zT}.

CHAPITRE 11

Ressorts

GÉNÉRALITÉS

Destination. Dans les machines les ressorts jouent le rôle d'éléments élastiques. Recevant l'action des forces extérieures, ils la transforment en travail de déformation élastique du matériau qui les constitue. Si la charge appliquée à un ressort est supprimée, le travail absorbé précédemment par sa déformation est presque complètement restitué à mesure que celle-ci disparaît.

Les formes fonctionnelles des ressorts les rendent capables de supporter des forces extérieures sur de grands trajets, c'est-à-dire de subir des déformations importantes sans perdre leurs propriétés élastiques. Ainsi un ressort à boudin en acier peut s'allonger presque de deux fois sans perdre ses propriétés élastiques, alors qu'un boulon en acier de la même nuance cesse d'être élastique et garde une déformation résiduelle si la charge appliquée agit sur un trajet dépassant 0,004 de sa longueur initiale.

Les ressorts s'emploient dans les machines et les appareils comme

1) élément de force, assurant l'action des efforts sur un trajet donné. Exemple: le ressort du dispositif de protection d'une charrue tractée (fig. 11.1);

2) amortisseur (recevant l'énergie instantanée du choc, un tel ressort la restitue sous forme d'énergie de vibrations élastiques);

3) organe moteur (source de mouvement), ce sont les ressorts de montres, d'armes à feu, etc.;

4) éléments sensibles des appareils de mesure donnant la valeur de l'effort.

Classification. D'après la forme et la construction on distingue

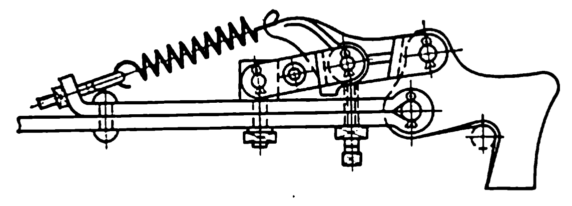


Fig. 11.1

les ressorts cylindriques et coniques, rondelles Belleville, ressorts à bagues, barres, etc.

Le type de la sollicitation définit la différence entre les ressorts de traction, de compression, de torsion et de flexion.

Une classification approchée suivant les critères susmentionnés est donnée par la fig. 11.2,*a-n*.

CONSTRUCTIONS ET MATÉRIAUX

Matériaux. Les ressorts à boudin les plus usités se font en aciers à haut carbone 65, 70 et 75, en aciers au manganèse 65Г, 55ГС et au silicium 55С2 et 60С2, alors que les ressorts de soupape très chargés, en aciers alliés au vanadium et au chrome.

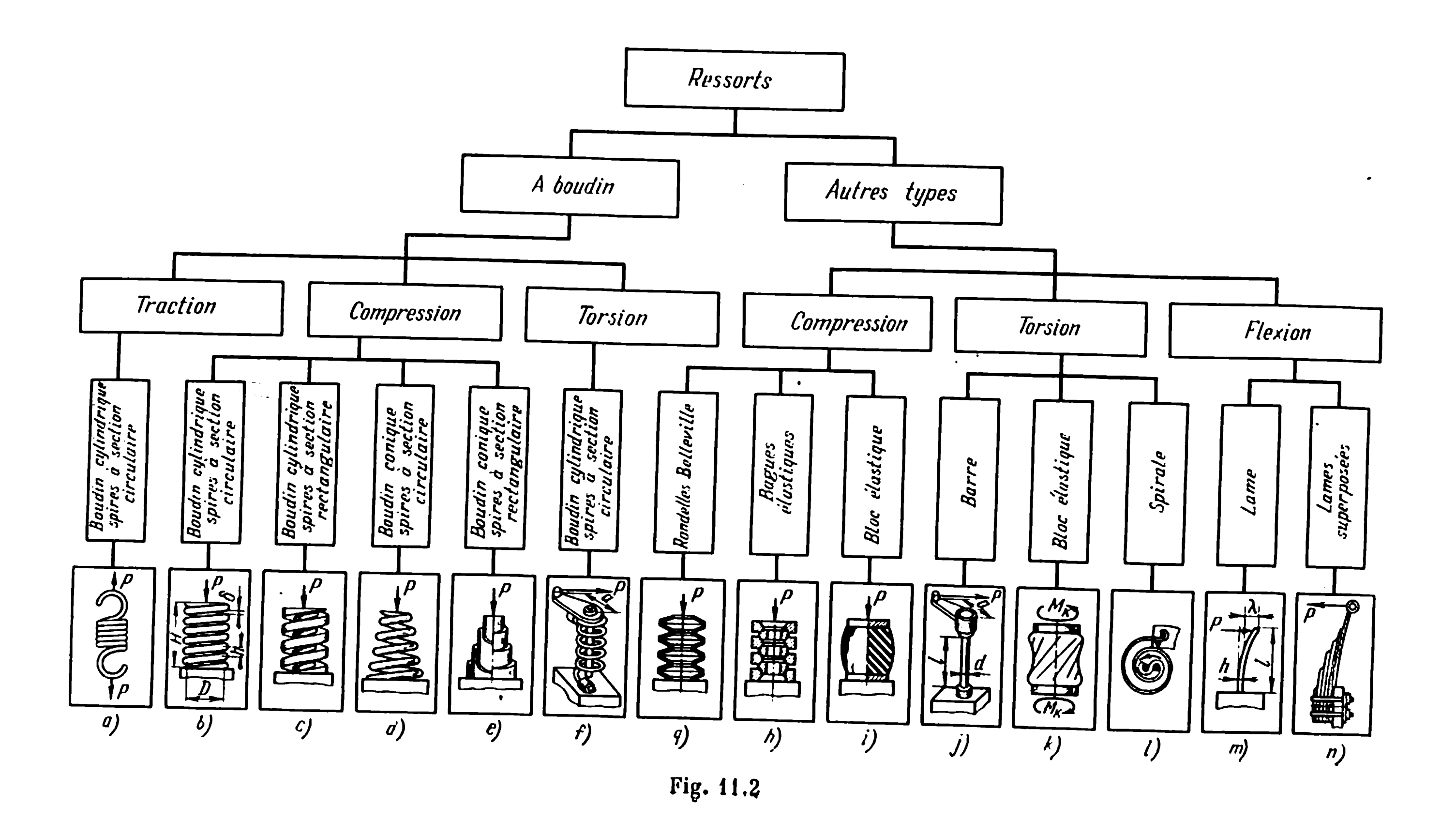
Les ressorts qui travaillent dans un milieu humide ou chimiquement actif se font en bronzes au silicium et manganèse КМц3-1, à l'étain et zinc ОЦ4-3 et au béryllium Б-2 et Б-2,5.

Avant de procéder au roulage des ressorts à boudin, on soumet le fil à un traitement thermique, sauf dans les cas où le diamètre de l'ébauche dépasse 12 mm; l'opération impose alors un échauffement préalable qui rend inutile le traitement thermique.

Blocage. Dans la fabrication en masse et en grandes séries les ressorts à boudin se font sur des machines automatiques spéciales. Dans les autres cas ils sont enroulés sur un tour.

La gamme d'enroulement est définie pour beaucoup par l'indice du ressort à fabriquer. Pour les ressorts à boudin $c = \frac{D}{d}$, où D est le diamètre moyen du ressort et d, le diamètre du fil. Plus l'indice c est petit, plus le roulage du ressort est malaisé. Dans les cas courants, $c = 4$ à 12.

Les ressorts importants sont soumis à l'opération de blocage dans le but d'accroître leur capacité portante. Cette opération consiste à charger le ressort à refus en rendant ses spires jointives et à le main-



Ressorts
A boudin
Autres types
Traction
Compression
Torsion
Compression
Torsion
Flexion
Boudin cylindrique spires à section circulaire
Boudin cylindrique spires à section circulaire
Boudin cylindrique spires à section rectangulaire
Boudin conique spires à section circulaire
Boudin conique spires à section rectangulaire
Boudin cylindrique spires à section circulaire
Rondelles Belleville
Bagues élastiques
Bloc élastique
Barre
Bloc élastique
Spirale
Lame
Lames superposées
a)
b)
c)
d)
e)
f)
g)
h)
i)
j)
k)
l)
m)
n)

Fig. 11.2

tenir en cet état pendant un temps défini (6 à 48 h). Les couches extérieures, les plus chargées, des spires reçoivent alors des déformations plastiques résiduelles. Une telle opération produit dans ces couches les contraintes résiduelles de signe opposé à celui des contraintes en service résultant de l'application d'une charge; les contraintes totales maximales se trouvent ainsi réduites.

Les ressorts de compression sont enroulés au pas, mode qui laisse entre les spires un certain écartement. Les ressorts de traction sont constitués de spires jointives, adhérant fortement les unes aux autres.

Pour rendre les spires bien jointives, le fil est tendu pendant l'enroulement et soumis ainsi à une déformation élastique de traction. Lorsque le ressort fabriqué est ensuite dégagé du mandrin, il se produit une détente élastique du matériau, le diamètre du ressort augmente quelque peu et les spires sont à ce point serrées l'une contre l'autre que tout le ressort acquiert une précontrainte. La capacité portante est ainsi accrue.

Constructions. Pour assurer l'assemblage avec d'autres pièces, les ressorts *de traction* sont munis aux extrémités de crochets sous forme de spires repliées (fig. 11.2, *a*), de crochets pratiqués en bout d'une partie du boudin rendue conique, de bouchons à crochets, de plaques, etc.

Les contraintes supplémentaires dans les spires repliées affaiblissent le ressort. L'effort de précontrainte F_0, résultant de l'enroulement des spires jointives, est généralement évalué en fractions de l'effort limite F_{lim} qui provoque dans le matériau une tension égale à la limite d'élasticité.

On admet approximativement

$$\text{pour } d < 5 \text{ mm}, \; F_0 = 0{,}33 \; F_{\text{lim}} \; ;$$
$$\text{pour } d > 5 \text{ mm}, \; F_0 = 0{,}25 \; F_{\text{lim}},$$

et $F_{\text{lim}} = (1{,}1 \text{ à } 1{,}2)\, F_{\text{fin}}$, où F_{fin} est la charge en service maximale qui correspond à la contrainte $[\tau]$ pour laquelle se fait le calcul. La charge initiale (de réglage) F_{in} est définie par la destination du ressort.

La caractéristique d'un ressort qui traduit la relation graphique entre la charge et la déformation est montrée sur la figure 11,3,*a*; la surface hachurée matérialise le travail de déformation U.

Pour rendre possible le réglage, la hauteur utile du ressort H_{fin} est choisie de 5 à 10 % plus petite que la hauteur limite H_{lim}. Sur la figure 11.3, la hauteur de réglage est notée δ_r.

La flèche totale du ressort

$$\lambda = H_{\text{fin}} - H_0.$$

Le ressort étant monté sur un ensemble en état légèrement tendu correspondant à la hauteur H_{in}, la variation de la hauteur utile

s'écrit

$$X = H_{fin} - H_{in}.$$

La hauteur d'un ressort déchargé $H_0 = H_s + (1 \text{ à } 2) D$ en fonction de la construction des crochets qui le fixent à l'ensemble;

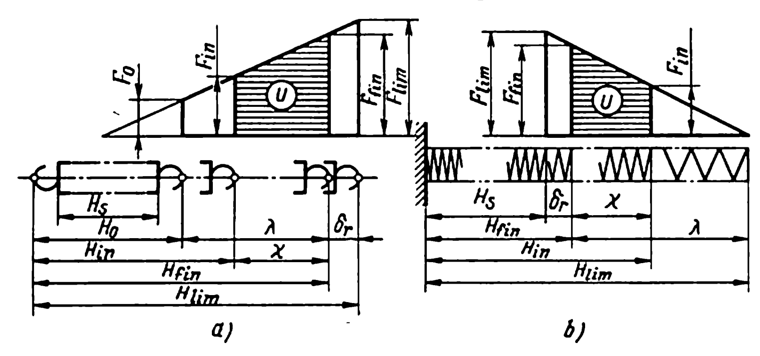


Fig. 11.3

$H_s = nd$ est la hauteur occupée par les spires rendues jointives.

La longueur de l'ébauche

$$l = \frac{\pi D n}{\cos \alpha} + l_{cr},$$

où l_{cr} est la longueur du fil nécessaire pour la confection des crochets.

Les ressorts *de compression* se font sans crochets et leur enroulement s'effectue avec un écartement préalable entre les spires (fig. 11.2,*b*).

Le diagramme d'un ressort de compression est donné sur la figure 11.3,*b*. F_{lim} est ici la charge de compression sous laquelle les spires deviennent jointives.

Pour rendre possible le réglage, la valeur de la charge maximale F_{fin} est prise de 10 à 15 % inférieure à F_{lim}.

La charge initiale (de réglage), assurant une bonne adhérence des spires d'appui reposant sur des pièces de l'ensemble, est choisie dans les limites

$$0{,}1\, F_{fin} \leqslant F_{in} \leqslant 0{,}5\, F_{fin}.$$

Les surfaces d'appui des spires d'extrémité doivent être d'une exécution soignée.

La hauteur commune des spires d'appui est d'environ 0,5 d.

La hauteur du ressort, les spires étant rendues jointives, constitue

$$H_s = (n' - 0{,}5)\, d,$$

où n' est le nombre total de spires (utiles et d'appui).

Le nombre de spires utiles $n = n' - 2$.

La hauteur du ressort libre (voir fig. 11.2,*b* et 11.3,*b*) est:

$$H_0 = H_s + n\,(p - d).$$

Le pas du ressort

$$p = \frac{D}{3} \text{ à } \frac{D}{2}.$$

Les ressorts de compression pour lesquels $\frac{H_0}{D} > 3$ sont susceptibles de flambement (fig. 11.4,*a*). Aussi faut-il les poser sur un mandrin ou dans une douille de guidage (fig. 11.4,*b*).

La longueur développée d'une ébauche prévue pour un ressort de compression $l_0 = \frac{\pi D n'}{\cos \alpha}$, où α est l'angle d'hélice de la spire du ressort déchargé défini par la relation $\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{\pi D}$.

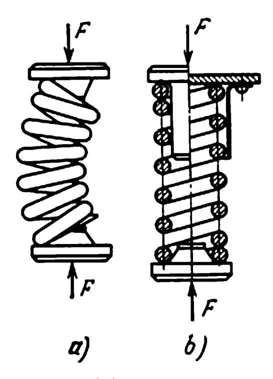


Fig. 11.4

Les spires des ressorts raides et puissants se font en fil de section carrée ou rectangulaire (fig. 11.2,*c*).

Les ressorts coniques se font en fil soit de section circulaire (fig. 11.2,*d*), soit de section rectangulaire (méplate) avec un grand rapport entre les côtés. Ces ressorts se fabriquent à partir de méplats d'acier et portent le nom de ressorts d'acier *télescopiques* (fig. 11.2,*e*)

Les ressorts coniques sont caractérisés par une différence entre les diamètres d'enroulement des spires voisines, ce qui provoque une déformation différente de celles-ci: plus le diamètre D d'une spire est grand, plus sa flèche f est importante.

Lorsque l'effort de compression F atteint une certaine valeur, la plus grande spire peut être serrée par sa face d'appui et rendue ainsi inactive. Cet effet peut se propager aux autres spires dans l'ordre de diminution de leur diamètre. Une telle « élimination » diminue non seulement le nombre des spires utiles n, mais encore le diamètre moyen du ressort. La raideur du ressort se trouve ainsi accrue [voir la formule (11.11)] à mesure que son aplatissement progresse.

La forme du ressort peut être choisie en fonction de sa destination de façon que sa caractéristique varie d'après la loi imposée.

Les ressorts *de torsion* subissent la charge sous la forme d'un moment de torsion Fa (fig. 11.2,*f*). Ces ressorts sont très usités dans les machines agricoles et autres. Le travail qu'ils absorbent est transformé en travail de pivotement élastique des spires sur l'axe longitudinal du ressort. L'angle d'hélice de ces ressorts $\alpha > 12°$; pour parer à un contact éventuel des spires résultant d'une sollicitation, on prévoit entre elles un écartement. La figure 11.5,*d* représente un

ressort de torsion du mécanisme de commande d'une soupape de moteur d'aviation.

Ressorts à rondelles Belleville. Ces ressorts sont composés d'un jeu de rondelles en forme de cônes tronqués (fig. 11.6,*a*) d'angle $\theta = 2$

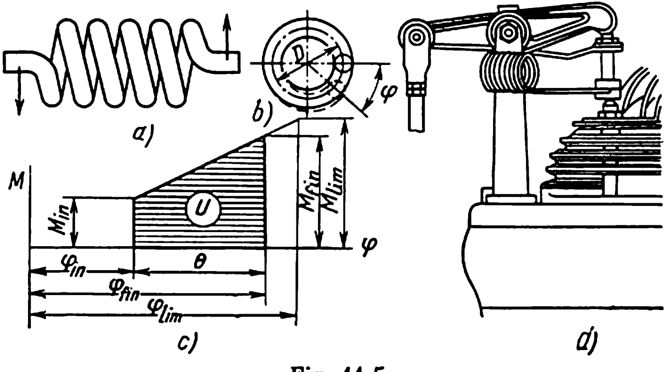


Fig. 11.5

à 6°. Ils sont en tôles d'acier (nuance 60C2A ou analogue) d'une épaisseur de 1 à 20 mm et travaillent comme les ressorts de compression.

Le diamètre des ressorts prévu par la norme varie de 28 à 300 mm. La charge maximale admise pour de tels ressorts est de 52 t. On augmente leur capacité de déformation, en les assemblant par sections. La valeur totale de la déformation est alors proportionnelle au nombre de ressorts de l'ensemble. Les rondelles Belleville appartiennent au groupe des ressorts raides susceptibles de supporter des charges très élevées. Pour cette raison elles sont utilisées parfois dans les éléments de bâtiment pour parer aux vibrations des recouvrements des édifices industriels.

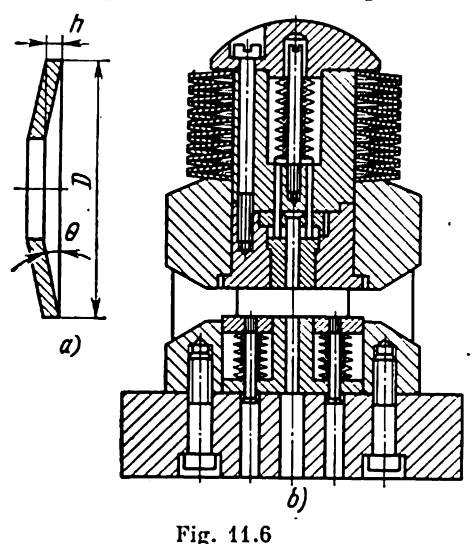


Fig. 11.6

La figure 11.6,*b* représente un damper à ressort d'une estampe.

Ressorts à bagues. Un tel ressort est constitué d'un jeu de bagues de profil spécial (fig. 11.7,*a*). Lors de la sollicitation des bagues d'extrémité suivant le périmètre, les bagues extérieures s'enfoncent sur les bagues intérieures et s'élargissent alors que les

bagues intérieures se rétrécissent. Dans ces conditions la hauteur du ressort diminue.

La charge extérieure supprimée, les forces élastiques internes repoussent de nouveau les bagues. Il en est ainsi parce que l'angle du cône β (fig. 11.7,*a*) est plus grand que l'angle de frottement ρ entre les surfaces des bagues.

Le travail de frottement produit par la suppression de la charge constitue les 2/3 du travail total réalisé lors du chargement. Cela

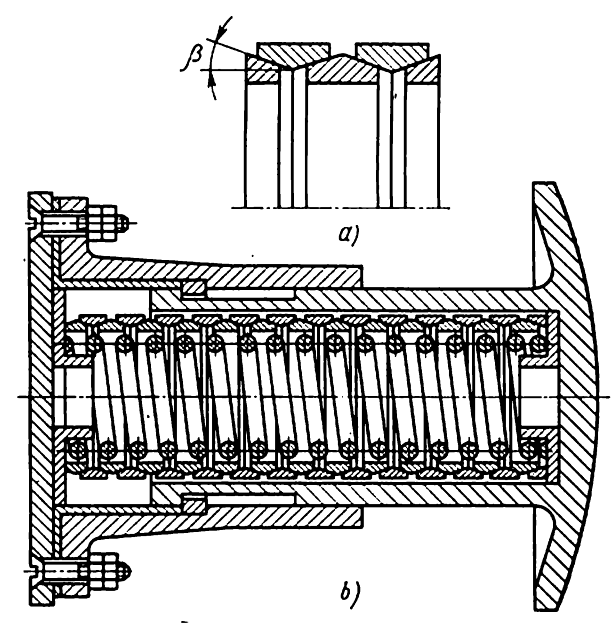


Fig. 11.7

signifie que les ressorts annulaires ont une très grande capacité d'amortir les chocs. Aussi, trouvent-ils une application dans les dispositifs d'amortissement très chargés. L'utilisation des ressorts annulaires est limitée par leur prix relativement élevé.

La figure 11.7,*b* représente la construction d'un tampon de wagon de chemin de fer à ressorts annulaires et à boudin.

Blocs élastiques. Ces ressorts qui travaillent à la compression sont composés d'éléments élastiques en caoutchouc (fig. 11.2,*i*, *k*) de formes variées et sont utilisés essentiellement comme amortisseurs destinés à atténuer les chocs et éteindre les vibrations.

La rigidité du caoutchouc est maximale lors du travail à la compression (voir fig. 11.8).

Le couple de torsion est transmis par des plaques en acier collées à deux bases du cylindre.

Les *barres de torsion* sont des tiges élastiques sollicitées par un couple de torsion (cf. fig. 11.2,*j*); elles sont très employées, par exemple, dans les suspensions des voitures de transport.

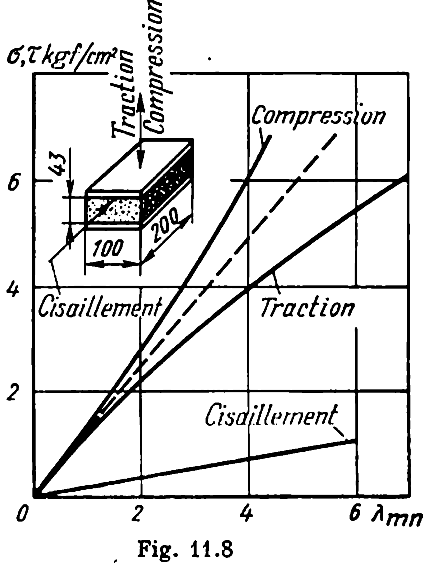


Fig. 11.8

Ressorts spiraux. Ce sont des ressorts sollicités par un moment de torsion. Ces ressorts ont trouvé un large emploi dans les montres, les armes à feu, etc.

La tension du ressort est réglée en tournant l'axe *1* (fig. 11.9, *a*) solidaire d'une des extrémités du ressort *2*. En service, le ressort se détend progressivement et communique la rotation au barillet (corps) *3* avec lequel il est lié par son autre extrémité.

Généralement lors de la mise en place les ressorts spiraux, comme les ressorts à boudin, reçoivent une précontrainte fournie par le moment M_{in} (fig. 11.9,*b*). Si l'on considère que ce moment correspond à la rotation de l'axe avec une vitesse de n_{in} tours, l'énergie totale emmagasinée

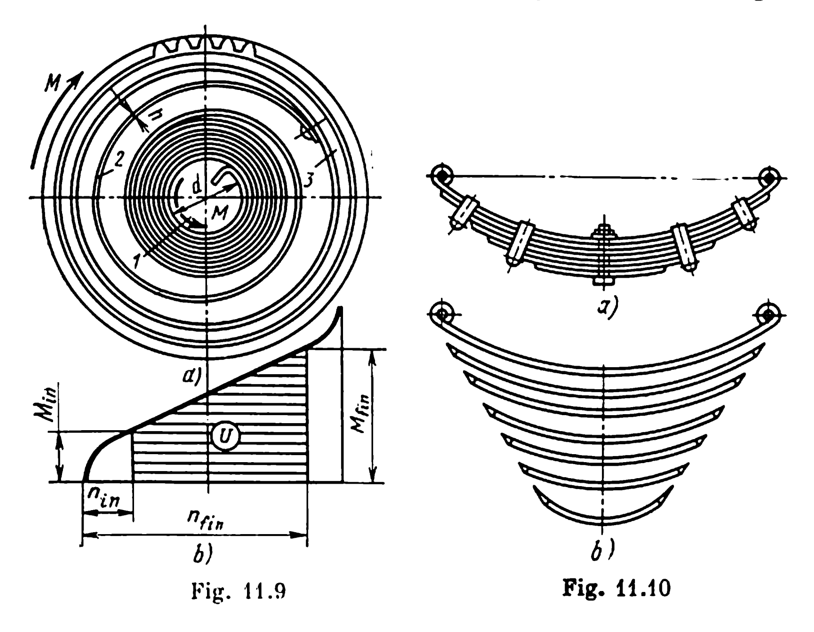


Fig. 11.9

Fig. 11.10

par le ressort se présente alors sous la forme

$$U = \frac{M_{fin} - M_{in}}{4\pi} (n_{fin} - n_{in}).$$

Ressorts à lame simple. Les ressorts à lame simple sont utilisés couramment entre autres dans les machines agricoles. Ils sont généralement prévus pour supporter des efforts dans les limites d'une course peu importante. Les ressorts à lame simple peuvent soit prendre appui par les deux extrémités et supporter la charge par le milieu, soit être fixés par une extrémité et supporter la charge par l'autre (voir fig. 11.2, *m*).

Le ressort à lames superposées est une poutre composée de lames en acier d'égale résistance à la flexion (fig. 11.10,*a*). Pour réduire les contraintes, on confère aux lames une forme cintrée (fig. 11.10,*b*)

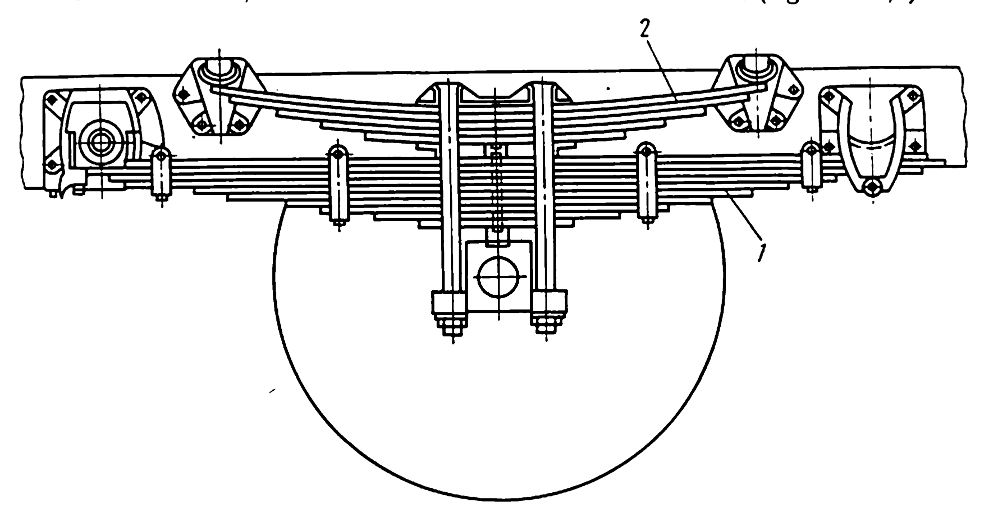


Fig. 11.11

de sorte qu'après le montage le ressort est soumis à une déformation inverse à celle produite par les forces s'exerçant sur lui en service.

Ces ressorts s'emploient essentiellement dans les amortisseurs des véhicules et certaines constructions de l'équipement de forge.

Les ressorts les plus usités appartiennent à trois types principaux : a) *demi-cantilever* ; b) *cantilever* et c) *semi-elliptique* (voir tableau 11.1). Les types de ressorts réalisés admettent une flèche pouvant atteindre jusqu'à 300 mm.

En plus des ressorts à raideur constante qu'on vient d'examiner, il existe aussi des ressorts à raideur variable. Ainsi, dans le ressort double de la figure 11.11 seul le ressort principal *1* travaille à faible charge. Avec l'augmentation de la charge, la déformation du

ressort principal peut augmenter au point d'entraîner le fonctionnement du ressort *2*. Cette conception permet de calculer le ressort principal *1* pour une charge partielle et non totale. Il en résulte une raideur moindre, et donc, un déplacement plus doux des camions non chargés, par exemple.

CALCUL

Ressorts de traction. Le calcul des ressorts de ce type se ramène à déterminer les diamètres d du fil et D du ressort, le nombre n des spires actives, ainsi qu'à établir la caractéristique matérialisée par le diagramme charge-déformation.

On sait du cours de résistance des matériaux que sous l'action de la force F dirigée le long de l'axe d'un ressort à boudin (qu'il s'agisse d'un ressort de traction ou de compression) les contraintes maximales tangentielles produites à la surface intérieure de la spire sont déterminées par la formule

$$\tau = \tau_{cis} + \tau_t = \left(\frac{F}{S} + \frac{FD}{2W_0}\right)\cos\alpha, \qquad (11.1)$$

où τ_{cis} et τ_t sont respectivement les contraintes produites par le cisaillement et le moment de torsion $F\frac{D}{2}$;

S, la surface de la section droite de la spire;

W_0, le moment de résistance à la torsion d'une section de la spire;

α, l'angle d'hélice de la spire, généralement pour les ressorts de traction et de compression $\alpha = 6$ à $15°$.

Appliquée aux ressorts à boudin en fil rond et à $\cos\alpha \approx 1$, la formule (11.1) prend la forme

$$\tau = \tau_{cis} + \tau_t = \frac{4F}{\pi d^2}(1 + 2c).$$

Pour les valeurs usuelles de l'indice du ressort, $2c = 8$ à 24. Cette valeur indique dans quelle mesure les contraintes tangentielles de cisaillement τ_{cis} sont plus faibles que les contraintes tangentielles de torsion τ_t.

Pour simplifier le calcul, l'influence infime des contraintes de cisaillement τ_{cis} de l'angle d'hélice des spires α, ainsi que de la courbure est prise en considération en introduisant le facteur $k > 1$, calculé d'après la formule empirique en fonction de l'indice du ressort

$$k \approx \frac{4c+2}{4c-3}. \qquad (11.2)$$

Avec le facteur k l'équation (11.1) devient

$$\tau = \frac{FDk}{2W_0} \leqslant [\tau]. \qquad (11.3)$$

Pour une spire en fil rond

$$\tau=\frac{8FDk}{\pi d^3}\leqslant[\tau]. \tag{11.4}$$

On en tire le diamètre nécessaire du fil

$$d=1{,}6\sqrt{\frac{Fck}{[\tau]}}\ \text{cm}. \tag{11.5}$$

Ici $[\tau] = (2$ à $10)\cdot 10^3$ kgf/cm^2 est la contrainte à la torsion admissible pour le matériau du ressort. Sa valeur pour les différents matériaux est indiquée dans les ouvrages de référence appropriés.

La flèche ou variation de hauteur du ressort provoquée par l'effort de cisaillement F et le moment de torsion $F\frac{D}{2}$ est

$$f=\left(\frac{F}{S}+\frac{FD^2}{4I_0}\right)\frac{l\cos^2\alpha}{G}, \tag{11.6}$$

où l est la longueur active d'une ébauche développée (fil, barre);
G, module de cisaillement;
I_0, moment d'inertie polaire de la section.

Si l'action de la force qui varie de $F = F_1$ à $F = F_2$ fait varier la flèche dans les limites comprises entre $f = f_1$ et $f = f_2$, le travail ainsi absorbé constitue

$$U=(F_2-F_1)\frac{f_2-f_1}{2}. \tag{11.7}$$

Pour les ressorts en fil rond la formule (11.6) s'écrit:

$$f=\frac{4F}{\pi d^2}(1+2c^2)\frac{l\cos^2\alpha}{G}. \tag{11.8}$$

Le deuxième terme de l'expression placé entre parenthèses est de beaucoup supérieur au premier, car $c\geqslant 4$; aussi peut-on négliger la flèche du ressort due au cisaillement. Si on considère encore que $\cos\alpha$ est proche de l'unité et que la longueur de la partie active de l'ébauche $l = \pi Dn$, où n est le nombre de spires actives, alors l'équation (11.8) permet de tirer pour un ressort en acier à $G = 8\cdot 10^5$ kgf/cm^2

$$n=10^5\frac{f}{F}\cdot\frac{d}{c^3}, \tag{11.9}$$

où f est la flèche du ressort en cm;
F, l'effort agissant sur le ressort en kgf;
d, le diamètre du fil (barre) en cm.

Compte tenu des réserves formulées plus haut, la formule (11.6) pour les ressorts à section arbitraire de fil en matériau quelconque peut se mettre sous la forme

$$n=\frac{4}{\pi}\frac{f}{F}\frac{GI_0}{D^3}. \tag{11.10}$$

L'expression

$$Z = \frac{4GI_0}{\pi D^3 n} \text{kgf/cm} \qquad (11.11)$$

est la *raideur* du ressort.

Enfin, la solution commune des équations (11.4) et (11.10) donne pour le ressort en fil rond en acier de la nuance considérée, dimensions D et d et la flèche f étant imposées

$$n = 2{,}54 \cdot 10^5 \frac{d}{D^2} \frac{f_r}{[\tau]} . \qquad (11.12)$$

Ressorts de compression. Le calcul des ressorts de compression définit les mêmes valeurs que celui des ressorts de traction et fait appel aux mêmes formules pratiques.

Ressorts de torsion. Dans les relations de calcul, pour les ressorts de torsion comme pour les ressorts de traction et de compression, l'influence des facteurs supplémentaires relatifs à l'angle d'hélice et à la courbure des spires est appréciée par le coefficient k_0.

Pour les spires en fil rond,

$$k_0 = \frac{4c-1}{4c-4} .$$

L'analyse du fonctionnement des ressorts de torsion montre clairement que le moment de charge provoque une flexion pure de la spire. Compte tenu de k_0, les contraintes maximales dans la section sont données par la formule

$$\sigma_{max} = \frac{Mk_0}{W} \leqslant [\sigma], \qquad (11.13)$$

où W est le moment de résistance à la flexion.

Le diamètre du fil (barre)

$$d = 2{,}15 \sqrt[3]{\frac{Mk_0}{[\sigma]_f}} \text{ cm}, \qquad (11.14)$$

où $[\sigma]f = (1{,}25 \text{ à } 1{,}5)\ [\tau]$ est la contrainte à la flexion admissible pour le matériau du fil, en kgf/cm²;

M, le moment de charge en kgfcm.

La déformation du ressort (fig. 11.5, *a*) est déterminée par l'angle de torsion φ (fig. 11.5, *b*, *c*) entre les spires extrêmes, qui, comme l'indique la résistance des matériaux, peut être calculé suivant la formule

$$\varphi = \frac{Ml}{EI} \text{ rd}, \qquad (11.15)$$

où E est le module d'élasticité longitudinale;

I, le moment d'inertie de la section à la flexion;

l, la longueur développée de l'ébauche (fil, barre).

$l = \pi Dn$ (car $\cos\alpha \approx 1$), donc adoptant pour le fil d'acier $E = 2{,}2 \cdot 10^6$ kgf/cm², on obtient pour un ressort à spires en fil rond

$$n = 0{,}32 \cdot 10^5 \frac{\varphi}{M} \frac{d^4}{D} , \qquad (11.16)$$

où φ est l'angle de torsion en rd;

M, le moment s'exerçant sur le ressort en kgfcm ;

D et d, les diamètres respectifs du ressort et du fil en cm.

Les équations (11.14) et (11.16) donnent la formule suivante pour la détermination du nombre de spires, le matériau, les dimensions D, d et φ étant imposés :

$$n = 3{,}2 \cdot 10^5 \frac{k_0}{c} \frac{\varphi}{[\sigma]} . \qquad (11.17)$$

Le diagramme du ressort, qui traduit la liaison entre le couple appliqué et la déformation, est représenté sur la figure 11.5,*c*.

Le moment initial M_{in} correspond à une torsion préalable du ressort d'angle φ_{in}. Il confère au ressort une précontrainte et assure une bonne adhérence initiale des pièces de l'ensemble. On peut adopter approximativement

$$0{,}1 M_{\text{tin}} \leqslant M_{\text{in}} \leqslant 0{,}5\, M_{\text{tin}}.$$

Blocs élastiques. La contrainte apparaissant sous l'effet de la force F s'écrit

$$\sigma = \frac{F}{S} \leqslant [\sigma]_{\text{com}},$$

la déformation

$$f = \frac{Fh}{ES} = \frac{h\,[\sigma]_{\text{com}}}{E} \text{ cm}, \qquad (11.18)$$

où h est la hauteur du bloc en cm ;

$[\sigma]_{\text{com}} = 10$ à 50 kgf/cm², la contrainte admissible à la compression, fonction de la qualité du caoutchouc et de l'allure de la charge ;

$E = 18$ à 100 kgf/cm², le module d'élasticité longitudinale du caoutchouc.

Barres de torsion. La contrainte à la torsion d'une barre sollicitée par le moment $M_{\text{t}} = Fa$ (fig. 11.2, *j*), s'écrit :

$$\tau = \frac{16 M_{\text{t}}}{\pi d^3} \leqslant [\tau].$$

L'angle de torsion de la barre

$$\varphi = \frac{32 M_{\text{t}} l}{\pi d^4 G} \text{ rd},$$

où l est la longueur utile de la barre en cm ;

d, le diamètre de la barre en cm ;

G, le module de cisaillement en kgf/cm².

En résolvant ensemble les deux dernières équations, on obtient, les valeurs l, $[\tau]$ et φ étant imposées, la formule pratique du diamètre de la barre pour $G = 8 \cdot 10^5$ kgf/cm² :

$$d = 25 \cdot 10^{-7} \frac{l}{\varphi} [\tau] \text{ cm}. \qquad (11.19)$$

Ressorts spiraux. Lorsque les extrémités du ressort sont encastrées, le moment appliqué M provoque une flexion pure; la largeur b du ressort est alors déterminée d'après la formule

$$b = \frac{6M}{h^2 [\sigma]_f} \text{ cm}, \qquad (11.20)$$

où M est le moment sollicitant, en kgfcm;

$[\sigma]_f$, la contrainte à la flexion admissible pour le matériau du ressort, en kgf/cm²;

h, l'épaisseur du ressort (bande) en cm, généralement égale à (0,03 ou 0,04) d; d, le diamètre de l'axe (voir fig. 11.9, *a*).

La déformation du ressort est déterminée par la formule (11.15) pour les ressorts à boudin de torsion. En remplaçant dans cette formule I par sa valeur et en posant pour une bande d'acier $E = 2 \cdot 10^6$ kgf/cm², on obtient, compte tenu de ce que pour un nombre n de tours du barillet, l'angle de torsion $\varphi = 2\pi n$,

$$l = 10{,}5 \cdot 10^5 \frac{n}{M} bh^3 \text{ cm}.$$

Si b de cette formule est remplacé par son expression tirée de la formule (11.20), on trouve:

$$l = 63 \cdot 10^5 \frac{nh}{[\sigma]_f} \text{ cm}. \qquad (11.21)$$

Les raisonnements énoncés se rapportent uniquement au cas d'un encastrement des extrémités du ressort. La fixation articulée modifie quelque peu le calcul.

Pour calculer avec précision les ressorts spiraux il faut tenir compte des déformations résiduelles produites par le procédé de blocage. L'opération se complique encore par le fait qu'au début et à la fin du travail seulement une partie de la longueur du ressort participe au travail. La partie restante enroulée sur l'axe ou serrée contre le barillet (corps) travaille en quelque sorte «à vide». Cette circonstance explique précisément pourquoi la caractéristique du ressort est rectiligne dans la partie moyenne (fig. 11.9, *b*).

Ressorts à lames simples. La contrainte dans un ressort encastré (fig. 11.2, *m*)

$$\sigma_f = \frac{M}{W} \leqslant [\sigma]_f,$$

où $M = Fl$ est le moment fléchissant;

W, le moment de résistance de la section à la flexion.

La flèche est définie par la formule:

$$f = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{2Ml^2}{3EWh}.$$

La solution commune de ces équations pour $E = 2 \cdot 10^6$ kgf/cm² permet de calculer l'épaisseur h du ressort en acier d'après les

valeurs imposées de l, λ et $[\sigma]_f$:

$$h = 33 \cdot 10^{-8} \frac{l^2}{\lambda} [\sigma]_f \text{ cm}, \tag{11.22}$$

où l est la longueur du ressort en cm;
λ, la flèche en cm;
$[\sigma]_f$, la contrainte à la flexion admissible en kgf/cm².
La largeur du ressort

$$b = \frac{6M}{h^2 [\sigma]_f} \text{ cm}. \tag{11.23}$$

Ressorts à lames simples. Les conditions de travail particulières des ressorts dues à la différente longueur des lames et à l'existence du frottement entre ces lames au cours de la flexion sont prises en compte en introduisant le coefficient $k > 1$ dans la formule de calcul de la flexion d'un ressort. Dans les calculs pratiques, la courbure des ressorts est négligée.

La pratique justifie l'approximation suivant laquelle l'effort F appliqué au ressort se répartit uniformément entre les lames, c'est-à-dire que l'effort appliqué à une lame est donné par la formule $F_1 = \frac{F}{n}$, où n est le nombre de lames d'un ressort.

Pour le ressort demi-cantilever encastré (tableau 11.1) la contrainte dans une lame est

$$\sigma = \frac{M_f}{nW} = \frac{6Fl}{nbh^2} \leqslant [\sigma]_f \tag{11.24}$$

et la flèche

$$\lambda = \frac{kFl^3}{3EIn} = \frac{4kFl^3}{Enbh^3}. \tag{11.25}$$

Avec $E = 2 \cdot 10^6$ kgf/cm², les formules (11.24) et (11.25) donnent

$$h = \frac{1}{3} 10^{-6} kl^2 \frac{[\sigma]_f}{\lambda} \text{ cm}. \tag{11.26}$$

Pour le même ressort, la formule (11.24) donne

$$nb = \frac{6Fl}{h^2 [\sigma]_f}. \tag{11.27}$$

Dans les formules (11.24) à (11.27) F est une charge appliquée à l'extrémité du ressort; l la longueur du ressort; n le nombre de lames; b et h, respectivement la largeur et l'épaisseur de la lame. Les formules déterminant σ, f, h et nb (tableau 11.1) des ressorts cantilever et semi-elliptique s'obtiennent de façon analogue.

La comparaison des formules données dans ce tableau montre que le ressort demi-cantilever possède une flexibilité maximale. Toutes

Tableau 11.1

Formules pour le calcul de principaux types de ressorts

Type de ressort	Croquis	Schéma	Contrainte σ_f, kgf/cm²	Flèche λ, cm	Epaisseur h de la tôle, cm	Paramètre nb, cm
Demi-cantilever	F; l	l; λ; F	$\sigma_f = \frac{6Fl}{nbh^2}$	$\lambda = \frac{4kFl^3}{Enbh^3}$	$h = \frac{1}{3} \times 10^{-6} kl^2 \frac{[\sigma]_f}{\lambda}$	$nb = \frac{6Fl}{h^2[\sigma]_f}$
Cantilever	l; l_1; l_2; F	l_1; l_2; l; λ; F	$\sigma_f = \frac{3Fl}{nbh^2}$	$\lambda = \frac{kFl^3}{Enbh^3}$	$h = \frac{1}{6} \times 10^{-6} kl^2 \frac{[\sigma]_f}{\lambda}$	$nb = \frac{3Fl}{h^2[\sigma]_f}$
Semi-elliptique	F; l_1; l_2; l	l_1; l_2; l; λ; F	$\sigma_f = \frac{3Fl}{2nbh^2}$	$\lambda = \frac{kFl^3}{4Enbh^3}$	$h = \frac{1}{12} \times 10^{-6} kl^2 \frac{[\sigma]_f}{\lambda}$	$nb = \frac{3Fl}{2h^2[\sigma]_f}$

Notes : 1. Dans les formules indiquées, la charge F est donnée en kgf, la contrainte admissible $[\sigma]_f = 4500$ à 6000 kgf/cm² (le choix en est guidé par les conditions de service du ressort) ; les autres dimensions sont en cm.

2. Le coefficient $k = 1{,}25$ à $1{,}5$; plus le ressort se confond avec une poutre d'égale résistance, plus la valeur de k est grande.

3. Les formules pratiques des ressorts cantilever et semi-elliptique sont indiquées pour le cas où $l_1 = l_2 = 0{,}5\ l$.

autres conditions étant égales, les flèches des ressorts demi-cantilever, cantilever et semi-elliptique vérifient le rapport 16:4:1.

Calcul d'un ressort à boudin cylindrique de traction (de compression). Données de départ: charge maximale en service F_{fin}, charge initiale F_{in}; la hauteur utile X.

1. Choisissons la nuance de l'acier et la contrainte admissible $[\tau]$ d'après un ouvrage de référence.
2. Adoptons l'indice de ressort c et cherchons le facteur correctif k [formule (11.2)].
3. Déterminons d'après la formule (11.5) le diamètre du fil d et arrondissons sa valeur suivant les normes.
4. Cherchons le diamètre du ressort d'après c et d.
5. Déterminons F_0 et F_{lim} d'après les relations données p. 159.
6. Calculons la déformation totale du ressort

$$\lambda = X \frac{F_{fin} - F_0}{F_{fin} - F_{in}} .$$

7. Trouvons le nombre de spires d'après la formule (10.9) en posant $F = F_{fin} - F_{in}$.
8. D'après les relations de la page 160, obtenons H_s, la hauteur du ressort, les spires étant rendues jointives et H_0, la longueur totale du ressort déchargé.
9. Construisons la courbe du ressort (fig. 11.3, *a*).

3

TRANSMISSIONS

CHAPITRE 12

Types de transmissions et leurs caractéristiques principales

Le nom de *transmissions mécaniques* (appelées dans ce qui suit transmissions tout court) *est donné aux mécanismes susceptibles de transmettre l'énergie des moteurs aux organes d'exécution des machines*, généralement avec le changement des vitesses, des efforts ou des moments, et parfois de l'allure et du principe du mouvement.

La présence d'une transmission entre le moteur et l'organe d'exécution est imposée par de nombreux facteurs :

a) il est fréquent que les vitesses nécessaires pour le fonctionnement des organes d'exécution des machines différent de celles des moteurs normalisés;

b) souvent la vitesse de l'organe d'exécution doit pouvoir être modifiée (réglée) ; or, la réalisation directe de cette opération par le moteur est peu économique ou même impossible ;

c) il existe des périodes dans le fonctionnement d'une machine lorsque sa commande impose des moments de torsion supérieurs à celui (ou à ceux) fourni par l'arbre du moteur ;

d) il arrive qu'un seul moteur doit entraîner plusieurs mécanismes animés de vitesses différentes ;

e) les moteurs normalisés courants sont animés d'un mouvement de rotation uniforme ; or, il arrive souvent que le mouvement des organes d'exécution des machines doit être rectiligne, et s'effectuer à des vitesses variables ou même avec arrêts périodiques ;

f) parfois pour des raisons de sécurité, de commodité d'entretien ou d'encombrement imposé de la machine il est impossible de réaliser la liaison directe de l'arbre d'un moteur avec l'organe d'exécution.

Naguère, la transmission mécanique était la solution unique de tous ces problèmes. La construction mécanique actuelle se distingue par l'utilisation dans ce but non seulement de transmissions mécaniques, mais encore de commandes électriques, hydrauliques, pneumatiques (par appel du vide). Il est fréquent que la commande de divers mécanismes d'une seule machine est assurée par des transmissions de types variés.

Les avantages relatifs de ces transmissions et commandes sont consignés sur le tableau 12.1 qui ne peut guider le choix que dans un cas très général.

Tableau 12.1

Avantages de différents types de commandes et de transmissions

Propriétés-avantages	Commandes			Transmissions mécaniques	
	électrique	hydraulique	pneumatique	par frottement	par engrènement
Alimentation en énergie centralisée	+		+		
Simplicité de la transmission d'énergie à des distances importantes	+				
Accumulation aisée			+		
Large gamme de réglage discontinu des vitesses	+			+	+
Large gamme de réglage progressif des vitesses	+	+		+	
Rapport de transmission précis					+
Vitesses de rotation élevées	+		+		
Simplicité du mécanisme d'exécution d'un mouvement rectiligne		+	+	+	+
Fonctionnement indépendant de la température ambiante	+		+		+
Pressions relativement importantes pratiquement réalisables sur les organes d'exécution		+			+
Commande facilement réalisable, y compris automatique et à distance	+				

Le choix justifié d'une commande pour un cas concret ne peut s'effectuer que par comparaison des facteurs techniques et économiques de plusieurs variantes.

L'objectif du cours d'« Eléments de machines » est l'étude des transmissions mécaniques des mouvements circulaires uniformes. Les transmissions mécaniques d'autres types, ainsi que les commandes pneumatiques sont examinées dans des cours spéciaux traitant de calculs et de constructions des machines pour lesquelles leur utilisation est courante. Les commandes électriques et hydrauliques font l'objet de cours appropriés.

TYPES DE TRANSMISSIONS

D'après le mode de transmission du mouvement de l'élément menant à l'élément mené, on distingue:

1) les *transmissions par frottement*: à contact direct (par *friction*) ou à lien flexible (par *courroie*);

2) les *transmissions par engrènement*: à contact direct (*dentures droites et hélicoïdales*) ou à lien flexible (*chaîne et courroie dentée*).

Les transmissions par frottement et par engrènement se distinguent par la position relative des arbres qui peuvent être parallèles, concourants ou gauches, ainsi que par le mode de modification du rapport qui peut être discontinu ou progressif.

Le mode de transmission du mouvement (frottement ou engrènement) définit la forme des surfaces actives ainsi que les propriétés caractéristiques des transmissions.

Dans les transmissions par frottement, les sections des surfaces actives, normales à l'axe de rotation, ont la forme d'un cercle. La réalisation de telles surfaces, même lorsque les spécifications de précision sont rigoureuses, ne présente pas de difficultés particulières. Les pièces des transmissions par engrènement comportent des dents qui transmettent le moment de torsion de la roue menante à la roue menée. Pendant le fonctionnement de la transmission, certaines dents se désengrènent tandis que d'autres s'engrènent. Les défauts de forme des dents et de déformation des éléments, même peu importants, produisent des accélérations qui se traduisent par des *bruits* et par l'*usure accélérée des dents*. Ce sont là les inconvénients essentiels auxquels on peut pallier en augmentant la précision d'usinage des roues dentées, en utilisant des dentures de forme spéciale, mais il est impossible de les éliminer complètement. Aussi, dans une machine prévue pour l'achèvement des surfaces, le mouvement transmis à la broche s'effectue-t-il généralement non pas par engrènement, mais par frottement, à l'aide d'une courroie.

Dans une transmission par frottement, le passage de la circonférence de contact d'un certain diamètre à celle d'un autre diamètre peut être progressif. Ce sont les conditions dans lesquelles le réglage, c'est-à-dire le changement du rapport de transmission, peut être également progressif.

Dans les transmissions par engrenages, cet effet ne peut être obtenu que par des procédés artificiels très compliqués *.

TRANSMISSIONS À RAPPORT DE VITESSES CONSTANT

Lorsqu'on se propose d'établir le projet d'une transmission à rapport de vitesses constant, on dispose généralement au moins

---

* En pratique on n'utilise qu'une seule transmission par engrenages à réglage de vitesses progressif qui est une variante de la transmission par chaîne (voir p. 365).

des données suivantes: puissance à transmettre N ou moment de torsion M_t sur l'arbre mené; vitesses de rotation (tr/mn) des arbres mené n_2 et menant n_1; position relative des arbres et leur entraxe; encombrement; conditions du service de la transmission $M_t = f(t)$ et $n = F(t)$.

Dans le cas général, ce problème présente plusieurs solutions, c'est-à-dire que les conditions imposées permettent d'établir des transmissions de types variés. Les variantes éventuelles doivent être comparées pour apprécier leur rendement, poids, encombrement, frais d'établissement et d'exploitation, et en choisir la plus avantageuse. Certaines considérations d'ordre général, et surtout l'expérience accumulée dans le domaine d'établissement des projets, de la fabrication et de l'exploitation de diverses transmissions, autorisent à ébaucher les domaines et les limites d'*application préférentielle* des transmissions de types variés. Toutefois, ces limites ne sont que *provisoires*: on conçoit, en effet, que les limites des domaines d'application de diverses transmissions reculent toujours plus avec l'apparition de nouveaux matériaux, le perfectionnement des gammes de fabrication des pièces constitutives des transmissions, l'approfondissement de nos connaissances sur les phénomènes dont les transmissions sont le siège et l'amélioration de la construction des transmissions.

Rapport de transmission. Le rapport imposé $i = n_1 : n_2$ peut être obtenu soit avec un étage d'une transmission de type quelconque ($i = i_1$), soit avec plusieurs étages de transmissions d'un ou de plusieurs types ($i = i_1 \cdot i_2 \cdot \ldots \cdot i_p$).

Dans les transmissions par engrenages un étage suffit pour transmettre des rapports importants. Les valeurs maximales de i_1 sont réalisées avec des transmissions à vis, puis viennent les transmissions par engrenages (i_1 de 4 à 20) et par chaînes (chaîne à rouleaux $i_1 \leqslant 6$ à 10, chaîne silencieuse, jusqu'à 15). Dans les transmissions par engrenages, les valeurs de i ne sont limitées que par l'encombrement de la transmission.

Dans les transmissions par courroies, les valeurs admissibles de i_1 sont limitées par la valeur minimale de l'arc embrassé sur la petite poulie (voir p. 227). Les rapports les plus importants s'obtiennent ici avec des transmissions par courroies trapézoïdales ($i_1 \leqslant 8$ à 15), viennent ensuite les transmissions par courroies plates avec galet tendeur ($i_1 \leqslant 10$) et par courroies plates droites ($i_1 \leqslant 5$). Les transmissions à friction courantes ont généralement $i_1 \leqslant 5$ à 10. Dans la pratique, les valeurs usuelles de i sont les plus petites parmi celles qui viennent d'être indiquées. Lorsqu'il est nécessaire d'obtenir des rapports importants, il est plus avantageux de faire appel à plusieurs étages; l'encombrement et le poids d'une telle transmission sont alors nettement inférieurs à ceux d'une transmission à un étage.

Les transmissions qui viennent d'être passées en revue sont prévues pour *réduire* la vitesse (réducteurs: $n_1 > n_2$). Les transmissions

qui *augmentent* la vitesse (multiplicateurs: $n_1 < n_2$) fonctionnent généralement moins bien que des transmissions du premier type. Il en est ainsi surtout des transmissions par engrenages; dans les cas usuels, leur rapport est $i_1 = 1:1{,}5$ à $1:2$. Pour les multiplicateurs à friction et par courroies on se borne généralement aux valeurs de $i_1 \approx 1:3$ à $1:5$. Le mauvais fonctionnement d'un multiplicateur, qui se traduit par des vibrations et des bruits, s'explique par le fait que, dans le cas d'un même défaut de fabrication de deux roues dentées en prise, la roue menante, plus grande, provoque des accélérations angulaires plus importantes de la petite roue menée, alors que c'est l'inverse dans un réducteur.

Vitesse périphérique. Pour une puissance à transmettre imposée N, l'effort périphérique est $F = C \cdot N/v$, où v est la vitesse périphérique et C une constante. L'effort périphérique peut encore être exprimé par le produit de la largeur b de l'élément transmettant l'effort (largeur de la courroie, du rouleau, de la roue, etc.) par la charge unitaire f reçue par unité de largeur $F = fb$. Les autres conditions étant les mêmes, le plus avantageux pour diminuer l'encombrement de la transmission (b) est de transmettre la puissance à la vitesse admissible maximale $v = v_{max}$. La valeur de v_{max} est limitée par des facteurs variés.

Pour toutes les transmissions à lien flexible, les actions centrifuges sont un facteur important. Elles produisent des charges supplémentaires sur la courroie, qui réduisent la tension utile de cette dernière. Pour une *transmission par courroie plate usuelle*, $v_{max} \leqslant 25$ m/s, pour les courroies spéciales en fibres artificielles, $v_{max} \approx 50$ m/s. Les *transmissions par courroies trapézoïdales* subissent l'action d'un facteur plus important qui est l'échauffement dû à l'hystérésis élastique. L'effet qu'il produit croît sensiblement avec le nombre d'inflexions de la courroie par seconde. Les courroies trapézoïdales normalisées admettent $v_{max} \approx 25$ à 30 m/s; les courroies trapézoïdales spéciales à âme en fils d'acier, jusqu'à 50 m/s. Les *transmissions par bande d'acier* peuvent réaliser des vitesses de l'ordre de 80 m/s.

Dans les *transmissions par chaîne*, les vitesses ne doivent pas dépasser $v_{max} = 25$ à 40 m/s par suite des chocs que subissent les maillons en prise, dans les transmissions par courroie dentée, $v_{max} = 80$ m/s.

L'augmentation de la vitesse dans les *transmissions par engrenages* impose à la fabrication des roues dentées une précision beaucoup plus poussée, car les charges supplémentaires dues aux défauts d'engrènement sont susceptibles d'atteindre des valeurs prohibées. Une précision très élevée est de rigueur pour des roues à denture droite prévues pour des vitesses $v > 10$ m/s et à denture non droite lorsque $v > 15$ m/s (6e classe de précision). Le niveau actuel des moyens de fabrication des rous dentées permet de pousser les vitesses maximales jusqu'à 150 ou 180 m/s.

Dans les *transmissions à vis*, la vitesse périphérique sur la vis $v_{max} \leqslant 20$ m/s. Elle est limitée par la tenue à l'usure des matériaux du couple vis-roue.

La vitesse usuelle des *transmissions à friction* ne dépasse pas 25 m/s.

Puissance transmise. Les puissances maximales sont transmises par des *systèmes d'engrenages*. Il existe, par exemple, des réducteurs à engrenages de turbines marines d'une puissance de 50 000 kW et plus. En définitive, la puissance des engrenages n'est limitée que par les difficultés de transport des pièces de précision de dimensions importantes.

Dans les transmissions à vis, la puissance est limitée par la quantité de chaleur dégagée et l'échauffement qu'elle provoque. Les puissances des *transmissions à vis* existantes ne dépassent pas 200 kW. Cette puissance peut être accrue de plusieurs fois si l'on réduit la quantité de chaleur dégagée, en modifiant la géométrie de l'engrènement (notamment, en employant des transmissions à vis globique) et en améliorant l'évacuation de la chaleur.

Pour augmenter la puissance transmise par les *chaînes* et les *courroies trapézoïdales*, il faut augmenter la section et le nombre de chaînes ou de courroies parallèles en service. Toutefois, lorsque le nombre des éléments de traction est grand, leur chargement uniforme devient moins probable et l'augmentation de ce nombre est inefficace. Pour les *courroies trapézoïdales*, les puissances de l'ordre de 1000 à 1500 kW sont maximales. Il existe des transmissions *par courroies plates en cuir* prévues pour 2000 kW et *par chaînes*, pour 3500 kW.

L'aptitude au fonctionnement des transmissions à friction et par engrenages est limitée surtout par la pression de contact, mais dans un engrenage la pression normale est proche de l'effort périphérique, alors que dans une transmission à friction elle lui est dix fois supérieure (elle est égale au quotient de l'effort périphérique par le coefficient de frottement). Bien que le rayon de courbure des surfaces en contact des roues à friction soit beaucoup plus grand que celui des engrenages de mêmes diamètres primitifs, la différence entre les pressions normales ne se trouve pas pour autant compensée.

La largeur efficace des roues à friction est limitée par le manque de précision et les déformations qui font qu'une faible partie seulement de la surface de contact nominale participe effectivement à la transmission de l'effort périphérique.

Il est donc aisé de comprendre pourquoi la puissance maximale susceptible d'être transmise *par des roues à friction* ne dépasse pas 200 à 300 kW.

Les pertes de puissance et le rendement jouent un rôle particulier parmi les caractéristiques déterminantes pour une transmission. Premièrement, ils définissent les frais d'énergie improductifs;

l'utilisation des transmissions étant très courante, ce fait à lui seul est d'un intérêt capital. Deuxièmement, ces paramètres témoignent de la quantité de chaleur dégagée par une transmission et caractérisent de biais l'usure de cette dernière, car l'énergie perdue en cours de fonctionnement se transforme en chaleur et participe partiellement à la dégradation des surfaces actives. L'étude détaillée de ces pertes et du rendement fait l'objet de la théorie des mécanismes, et nous n'en discutons ici, en étudiant les transmissions variées, que dans la mesure où leur examen s'impose pour déduire les formules nécessaires pour le calcul d'une transmission, déterminer le choix des matériaux et stimuler la création des transmissions nouvelles et plus avantageuses.

Les pertes (en kW ou ch) d'une transmission quelconque peuvent s'écrire

$$P_{\text{p}} = P^{\text{o}}_{\text{p. c.}} + P^{\text{n}}_{\text{p. v.}}, \tag{12.1}$$

où P_0^m est la fraction constante des pertes qui ne dépend pas spécialement de la charge;

P_v^n, la fraction variable des pertes, en général proportionnelle à la charge.

Le rendement total de la transmission qui tient compte de toutes les pertes, la puissance recueillie sur l'arbre mené étant P, s'écrit

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{P}{P + P_{\text{p}}} = \frac{P}{P + P^{\text{o}}_{\text{p. c.}} + P^{\text{n}}_{\text{p. v.}}}. \tag{12.2}$$

Par conséquent, le rendement total est fonction de la charge; avec la diminution de cette dernière il décroît nettement. Comme la valeur du rendement caractérise tout d'abord les avantages d'une transmission lors de l'exécution d'un travail utile, dans les notations de la formule (12.2) on entend par P_{p} les pertes déterminées le plus souvent expérimentalement pour une charge admissible minimale de la transmission.

Voici certaines valeurs de rendement caractéristiques d'un étage de transmissions modernes. Les valeurs de η étant proches de 1, il est plus commode de comparer non pas les rendements (η), mais les *coefficients de pertes* $k_{\text{p}} = 1/\eta - 1 \approx 1 - \eta$, exprimés en pour cent.

Les pertes sont minimales dans les transmissions par engrenages dans lesquelles elles atteignent 1 %, puis viennent celles des transmissions par chaîne (1 à 3 %), par courroie plate (3 à 5 %), à friction (4 %), par courroie trapézoïdale (4 %) et à vis (10 à 25 %). Il en résulte que malgré le rendement relativement élevé d'une transmission à vis ($\eta = 0,9$) ses pertes sont dix fois (!) supérieures à celles d'une transmission par engrenages.

Il convient d'insister sur le fait que ces valeurs ne sont citées qu'à titre comparatif. Les valeurs réelles des rendements et pertes énergétiques dépendent des spécifications fonctionnelles de la transmission, comme nous allons le voir dans ce qui suit.

Le poids, l'encombrement et le prix des transmissions de types différents. Pour les comparer, prenons un exemple concret, celui d'une transmission de 75 kW à un étage dont le rapport est $i_1 = n_1 : n_2 = 1\,000 : 250 = 4$. Les caractéristiques principales des transmissions qui correspondent à ces chiffres sont consignées sur le tableau 12.2.

Tableau 12.2

Caractéristiques principales des transmissions de différents types

Transmission	Entraxe, mm	Largeur de la roue dentée ou de la poulie, mm	Poids (approximatif), kgf	Prix relatif, %
Courroie plate droite . .	5000	350	500	106
Courroie plate à galet tendeur	2300	250	550	125
Courroie trapézoïdale droite	1800	130	500	100
Chaîne	830	360	500	140
Engrenage	280	160	600	165

L'encombrement des transmissions est caractérisé par l'entraxe A ainsi que par la largeur des poulies et des roues.

Les prix des transmissions sont donnés en pour cent du prix de la transmission par courroie trapézoïdale. Le poids des transmissions comprend celui des arbres et des paliers respectifs. Voici les vitesses périphériques adoptées: pour une transmission par courroie 23,6 m/s; par chaîne 7 m/s; par engrenages et à vis 5,85 m/s.

Le tableau 12.2 montre que la transmission la plus compacte est celle par engrenages qui peut aisément être incorporée dans une machine. Compte tenu du caractère approximatif de tous ces chiffres, la différence de poids est, en général, très faible.

TRANSMISSIONS À VITESSES VARIABLES

La plupart des machines réclament des transmissions à rapports réglables soit à la main, soit automatiquement. Ainsi, les véhicules de transport doivent être susceptibles de modifier le rapport de transmission entre les roues motrices et le moteur pour changer la vitesse, ainsi que le moment transmis aux roues en fonction du profil de la route et des conditions du déplacement ; pour obtenir sur une machine-outil une vitesse de coupe adéquate lors de l'usinage des pièces de dimensions et de matériaux différents avec des outils divers, il faut modifier la vitesse de rotation de la broche. Le fonctionnement de nombreuses autres machines nécessite également des réglages.

Transmissions à réglage discontinu. Lors de l'établissement d'un projet de *transmissions à rapport variable* *, il faut connaître la *série des vitesses* de rotation de l'arbre récepteur $n_{min} = n_1, n_2, \ldots$ $\ldots, n_{j-1}, n_j, \ldots, n_{max} = n_z$, la vitesse de l'arbre moteur en nombre de tours par minute (généralement constante) et le moment de torsion sur l'arbre récepteur $M_t = f(n)$.

S'il n'existe pas de considérations d'ordre particulier, alors, en règle générale, la série des vitesses (nombres de tr/mn) doit constituer une *progression géométrique* **.

Quels que soient les cas, les valeurs des vitesses de rotation des arbres sont normalisées.

Le rapport $n_{max} : n_{min} = R$ porte le nom de *marge de réglage*; le rapport des deux vitesses voisines $n_j : n_{j-1} = \varphi$ s'appelle *coefficient de transmission* de la série des vitesses.

Lorsque la série imposée est une progression géométrique, elle vérifie les relations suivantes:

$$R = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{n_z}{n_1} = \varphi^{z-1}; \quad \varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_z}{n_1}} = \sqrt[z-1]{R}; \quad z = 1 + \frac{\log R}{\log \varphi}, \tag{12.3}$$

où z est le nombre total de vitesses (étages).

Dans la construction des machines-outils, les valeurs du coefficient de transmission φ sont normalisées; les valeurs de φ les plus courantes sont 1,26; 1,41 et 1,58.

Le procédé le plus simple pour réaliser la série de vitesses imposée à l'arbre récepteur, la vitesse de l'arbre moteur étant constante, consiste à modifier les rapports de transmission *en remplaçant les roues dentées* (boîte de vitesses à trains baladeurs). Pour rendre plus rapide et plus aisé le passage d'une vitesse à l'autre, on peut placer d'avance sur les arbres conjugués un nombre déterminé (supérieur à z qui est le nombre d'étages) de couples différents de roues qui correspond au nombre des vitesses imposées, et solidariser la roue dentée nécessaire avec l'arbre récepteur à l'aide d'un manchon ou d'une clavette. Généralement, la marge de réglage éventuelle est limitée dans ce cas par le rapport de transmission maximal. Ainsi, à $n_0 : n_{min} = 4$ et $n_0 : n_{max} = 1 : 1{,}5$, on obtient une marge de réglage $R = n_{max} : n_{min} = 4 \cdot 1{,}5 = 6$. Une marge de réglage plus grande, et donc un nombre de vitesses plus grand, peut être réalisée dans une boîte de vitesses à arbres multiples. Ainsi, dans les tours modernes, la marge de réglage de la broche atteint la valeur $R = 150$ et plus, alors que le nombre de vitesses $z \approx 24$.

L'obtention de la gamme de vitesses dans les transmissions

* Dans les automobiles et les tracteurs elles ont reçu le nom de boîtes de vitesses, dans les machines-outils, boîtes de vitesses et boîtes des avances.

** Pour les machines-outils ceci a été prouvé en 1876 par l'académicien A. Gadoline (1828-1892).

à friction s'effectue aisément par l'intermédiaire de poulies étagées et d'une courroie passée d'un étage à l'autre.

Dans la transmission par courroie plate, la marge de réglage varie de 2 à 6, et le nombre d'étages, de 2 à 4 ; dans les transmissions par courroie trapézoïdale ou ronde les nombres respectifs sont 8 et 7.

L'étude détaillée des problèmes relatifs à l'établissement des projets de transmissions discontinues fait l'objet des manuels traitant des calculs et des constructions des machines-outils pour lesquelles on emploie largement les transmissions de ce type.

Transmissions à réglage progressif (variateurs). Les transmissions à réglage discontinu examinées précédemment ne permettent de résoudre que partiellement le problème de détermination du régime optimal du fonctionnement d'une machine. Si au lieu de la vitesse optimale n_x on affiche la vitesse voisine inférieure n_{j-1}, de façon que $n_{j-1} < n_x < n_j$, la perte relative de vitesse (et parfois de rendement) de la machine qui en résulte est $\Delta v = \frac{n_x - n_{j-1}}{n_x}$. Puisque dans l'intervalle $n_{j-1} - n_j$ toutes les valeurs de n_x sont identiquement probables, pour déterminer les pertes dans cet intervalle, on peut prendre leur valeur moyenne compte tenu que $n_x = \frac{n_{j-1} + n_j}{2}$.

Alors on obtient:

$$\Delta v_{\text{moy}} = \frac{n_j - n_{j-1}}{n_j + n_{j-1}} = \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1}. \tag{12.4}$$

Ainsi, le réglage discontinu, la valeur du coefficient de transmission de la série des vitesses étant $\varphi = 1{,}58$, produit une perte relative de vitesse $\Delta v_{\text{moy}} = \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1} 100 = \frac{1{,}58 - 1}{1{,}58 + 1} 100 \approx 22\ \%$.

Dans une machine, la perte de rendement réelle est généralement inférieure à la valeur Δv, car la valeur même de la vitesse optimale, c'est-à-dire du nombre optimal de tours par minute n_x, n'est connue qu'approximativement; par ailleurs parfois au lieu de la vitesse voisine inférieure $n_{j-1} < n_x$, on peut prendre également la vitesse supérieure $n_j > n_x$. Pourtant, lors du réglage discontinu une certaine perte de rendement est inévitable. On ne peut l'éliminer complètement que par application du réglage progressif. L'utilisation des transmissions à réglage progressif, outre le gain de rendement dont nous venons de parler, présente encore parfois l'avantage d'être moins chère. Leur fabrication revient souvent à moins de frais que celle d'une transmission à étages multiples ; le mécanisme de commande se trouve alors surtout simplifié.

Nous avons déjà noté que le réglage progressif s'obtient le plus simplement dans les transmissions par frottement (à friction et par courroies). La schématisation des transmissions de ce type les plus courantes, dites *variateurs à friction et à courroie*, est donnée à la page 354.

CHAPITRE 13

Transmissions à friction

GÉNÉRALITÉS

Construction. Les transmissions les plus simples de ce genre sont constituées de deux roues (rouleaux), menante et menée, serrées l'une à l'autre par les surfaces actives avec un effort suffisant pour que la force de frottement ainsi produite soit égale à la valeur de l'effort périphérique transmis.

La valeur de la pression ainsi exercée peut être soit *constante*, soit *variable*, se modifiant automatiquement en fonction de la valeur du couple transmis. Dans le premier cas, elle peut être produite par

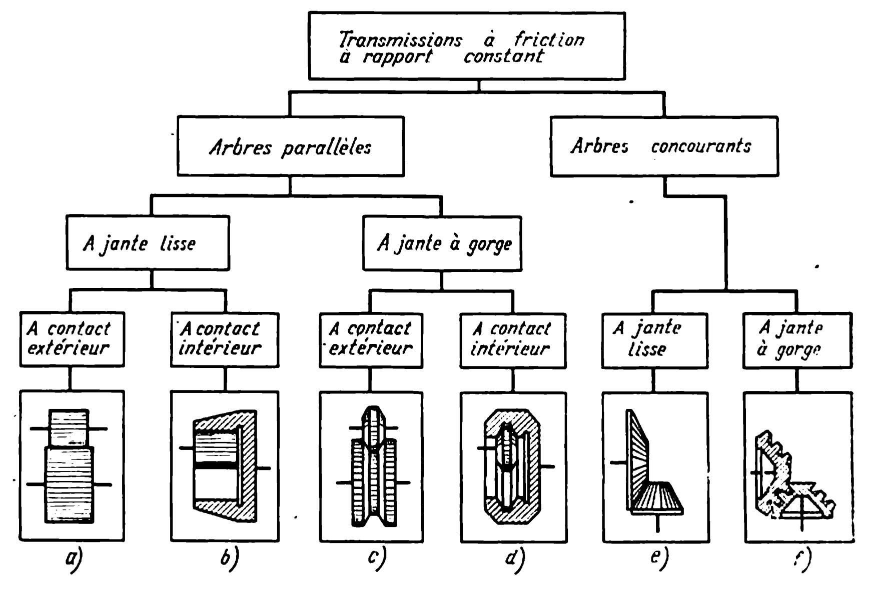


Fig. 13.1

le poids propre de la machine, les leviers, un serrage manuel ou l'action des ressorts, et dans le deuxième, par des dispositifs appropriés.

Les avantages et les inconvénients. Les avantages des transmissions à friction sont la simplicité de leur construction et le fonctionnement silencieux; leurs inconvénients, l'importance des pressions exercées sur les arbres et les paliers ainsi que la variation du rapport de transmission impossible à éliminer même par une fabrication et un assemblage soignés des éléments de la transmission.

Les transmissions à friction de fabrication soignée peuvent travailler à des vitesses allant jusqu'à 25 m/s et avec des rapports de transmission jusqu'à 10. Les puissances qu'elles sont susceptibles de transmettre varient depuis les infiniment faibles (dans les appareils de recherche, par exemple) jusqu'à 300 kW dans les transmissions de puissance.

Classification. Les transmissions à friction peuvent être incorporées dans les chaînes cinématiques des machines et appareils les plus divers ou être exécutées sous forme de commandes isolées placées dans un boîtier.

Pour entraîner en rotation des arbres parallèles on emploie des roues cylindriques à jante lisse et des roues à gorge.

Dans le cas des arbres concourants, on utilise des roues coniques qui peuvent être également munies de jante à gorges.

La classification des transmissions à friction pour un rapport constant est donnée à la figure 13.1.

Suivant le matériau des roues, les transmissions à friction peuvent travailler à sec ou dans l'huile.

PRINCIPES THÉORIQUES ET FONCTIONNEMENT DES TRANSMISSIONS À FRICTION

Glissement. Le glissement dans une transmission à friction peut avoir lieu par suite du frottement de glissement ou du frottement de roulement.

Le *frottement de glissement* apparaît sur l'aire de contact, le long de la génératrice des roues, il est fonction de la forme de ces dernières. Sur les roues à coins, par exemple, le roulement pur n'a lieu qu'en un seul point de la ligne de contact ; en ses autres points le glissement est d'autant plus important que la ligne de contact est plus longue.

Dans les notations de la figure 13.6,*a* la vitesse de la marche à vide en C des plateaux I et II s'écrit respectivement

$$v_{IC}=\frac{\pi(D_1+h)\,n_1}{60}=v+\frac{\pi h n_1}{60}\,;\quad v_{IIC}=v-\frac{\pi h n_2}{60}\,.$$

La vitesse de glissement $v_{IC}-v_{IIC}=\frac{\pi h n_2}{60}\,(i+1)$ s'accroît avec l'augmentation de la hauteur h de la saillie en coin.

Si la ligne de contact est parallèle aux arbres ou si elle leur est concourante en un point, le frottement de glissement n'a pas lieu.

La figure 13.1, *c*, *d* et *f* représente des transmissions qui travaillent avec un frottement de glissement plus ou moins grand.

Le *frottement de roulement* est dû à une déformation des roues dans le sens tangentiel et se manifeste dans des transmissions quelle que soit la forme des roues.

Lors de la transmission d'un moment par un couple à friction les éléments de la surface de la roue menante (Mt) sont comprimés

à l'approche du point de contact *1* (fig. 13.2,*a*) et étendus après le point *3*. A l'inverse, les éléments de la surface de la roue menée (*Mn*) s'approchent du point *1* en s'étendant et s'éloignent du point *3* comprimés. Sur la figure, les secteurs comprimés sont matérialisés par des traits courts et les aires étendues par des traits longs.

Le changement de signe de la déformation dans les éléments de la surface des roues conjuguées commence non pas dès leur premier contact, mais à partir du point 2, lorsque la force de frottement devient inférieure à l'effort périphérique appliqué.

Conformément à ce qui vient d'être dit, on distingue dans les limites de l'angle de contact α les angles de repos α_r et de glissement

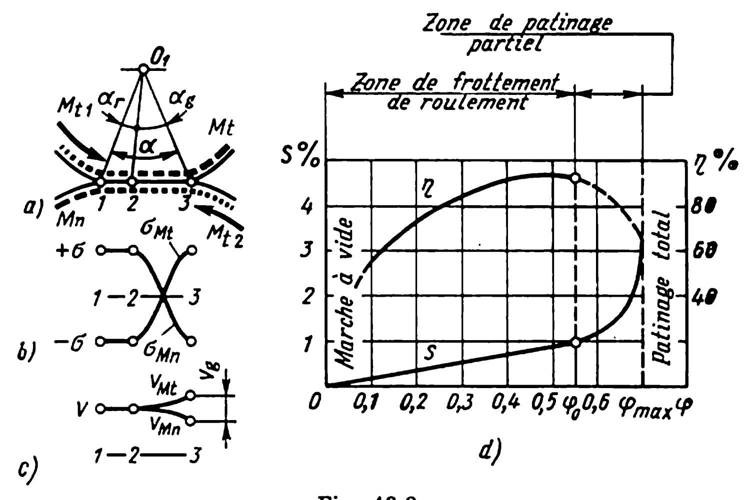


Fig. 13.2

α_g. La figure 13.2,*b* montre l'allure du changement des contraintes dans les limites de l'aire de contact des roues menante et menée.

L'allongement de la surface de contact de la roue menante avec la surface raccourcie de la roue menée conduit à un glissement qui commence également au point *2*, augmente dans le secteur *2-3* et atteint une valeur maximale au point *3*. La figure 13.2,*c* traduit le caractère de la variation des vitesses dans les limites de l'aire de contact.

Ce glissement conditionné par le changement élastique de la longueur des secteurs en contact des roues à friction dans le sens de leur mouvement s'appelle frottement de roulement.

Le frottement de roulement entraîne le retard de la roue menée par rapport à la roue menante; ce retard est d'autant plus grand que dans les limites de l'angle de contact α, l'angle de glissement α_g est plus grand. La valeur de ce dernier est fonction des propriétés élastiques du matériau des roues et de l'effort périphérique trans-

mis. L'augmentation de l'effort périphérique entraîne l'augmentation de l'aire dans laquelle a lieu le frottement de roulement et lorsque $\alpha_g = \alpha$, ce frottement devient patinage. Cet état de choses est très bien illustré par le diagramme de la figure 13.2,*d* dressé à partir des résultats fournis par les essais des transmissions à friction. Les diagrammes de ce type établis en coordonnées s (glissement relatif) et φ (coefficient de traction) donnent la *caractéristique de traction* d'une transmission

$$s = \frac{n_2 - n_2'}{n_2} 100\ \%,$$

où n_2 et n_2' sont les nombres de tours par minute de la roue menée respectivement en marche à vide et sous charge.

Par coefficient de traction on entend le rapport de l'effort périphérique transmis à la force de frottement maximale possible à la surface d'appui des roues

$$\varphi = \frac{F}{Qf}\,. \tag{13.1}$$

Dans le secteur de la courbe précédant φ_0 on n'observe qu'un frottement de roulement. La charge en service doit être choisie dans le voisinage de la valeur critique φ_0. Avec $\varphi < \varphi_0$, la capacité de traction de la transmission n'est pas utilisée complètement. Avec $\varphi > \varphi_0$ le fonctionnement de la transmission est instable et son usure est rapide.

Compte tenu du glissement relatif

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1 (1-s)} \approx \frac{D_2}{D_1}\,,$$

où s = 0,002 à 0,03.

Pertes et rendement. Les pertes de puissance dans une transmission à friction s'écrivent

$$P_{\text{p}} = P_{\text{p.h.}} + P_{\text{p.r.}} + P_{\text{p.p.}},$$

où

$$P_{\text{p.h.}} = \frac{Qk}{100 \cdot 100} \cdot \frac{\pi}{30} (n_1 + n_2) \approx \frac{Qk}{10^5} (n_1 + n_2)\ \text{kW}$$

sont les pertes par hystérésis lors du roulement des roues; ici Q est la pression en kgf normale à la ligne de contact (cf. p. 191); k, le coefficient de frottement de roulement en cm;

$P_{\text{p.r.}} = sP_1$ kW, les pertes par frottement de roulement; ici P_1 est la puissance recueillie sur l'arbre menant en kW;

$P_{\text{p.p.}}$, les pertes dans les paliers (cf. p. 476).

Si un couple donne lieu à un frottement de glissement, il faut introduire dans le deuxième membre de cette égalité les pertes $P_{\text{p.g.}}$ dues à ce glissement et définies par la forme de la surface active des roues. Les pertes étant connues, on calcule d'après la formule (12.2)

le rendement de la transmission. Ce dernier varie de 0,95 à 0,96. Le diagramme de la figure 13.2,*d* montre la relation entre η et φ. Pour diminuer les pertes et augmenter η il est avantageux d'accroître le diamètre des roues et garder pendant le fonctionnement de la transmission le coefficient de traction φ constant. Ce dernier effet s'obtient en appliquant des mécanismes de réglage automatique de l'effort de pression en fonction de l'effort périphérique transmis (cf. p. 189).

Détériorations et critères de calcul. L'effort de pression qui intervient dans les transmissions à friction provoque à la surface d'appui des roues des contraintes de contact importantes. Comme au cours du roulement des roues le point de contact change, ces contraintes ont une allure cyclique.

Dans le cas d'un tel mode de sollicitation des roues métalliques qui travaillent dans l'huile, l'ébrèchement des surfaces est dû aux piqûres de fatigue (cf. p. 44). L'usure que provoque le travail à sec résulte de l'échauffement et de la stratification des surfaces de roulement. C'est pourquoi le calcul des roues des transmissions de puissance se ramène à l'établissement de l'encombrement à partir de la condition de limitation des contraintes de contact.

L'encombrement des transmissions dont les roues sont en matériaux non métalliques à petit module d'élasticité longitudinale variant en grandeur est défini d'après la condition de limitation de la charge par unité de longueur de la ligne de contact.

ÉLÉMENTS DES TRANSMISSIONS À FRICTION

Matériaux. Voici les impératifs auxquels doivent répondre les matériaux des roues de friction :

a) valeur élevée du module d'élasticité pour diminuer le frottement de roulement et les pertes par roulement ;

b) valeur élevée du coefficient de frottement pour réduire l'effort de pression imposé ;

c) résistance au contact et tenue à l'usure élevées pour assurer la longévité imposée de la transmission.

Voici la combinaison de matériaux la plus usitée dans la fabrication des roues de friction.

Acier trempé sur acier trempé, généralement l'acier de la nuance ШХ15 avec traitement thermique ultérieur de la surface jusqu'à HRC60.

Fonte sur fonte ou sur acier, en communiquant aux surfaces actives la dureté maximale (moulage en coquille pour tremper ou trempe superficielle). Les transmissions de ce type peuvent fonctionner avec lubrification ou à sec. Dans le premier cas, le rendement est plus faible et la longévité plus grande par suite d'une usure plus faible.

Textolite ou fibre sur acier (fig. 13.3,*a*). Les transmissions en ces

matériaux demandent un moindre effort de pression par suite des valeurs élevées du coefficient de frottement.

Cuir (fig. 13.3,*c*), *bois* (fig. 13.3,*d*) ou *caoutchouc* (fig. 13.3,*e*) sur *acier* ou *fonte* donnent des valeurs importantes du coefficient de

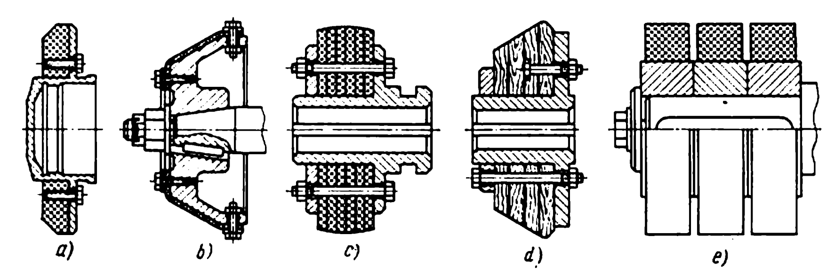


Fig. 13.3

frottement mais leur résistance de contact est faible. Les valeurs pratiques des coefficients de frottement de divers matériaux sont consignées sur le tableau 13.1.

Tableau 13.1

Coefficients de frottement f, pressions de contact admissibles $[\sigma]_{sup}$, charge admissible par unité de longueur de la ligne de contact $[q]$ et coefficient de traction φ_0 pour de différentes combinaisons de matériaux

Matériaux des roues	Conditions de service	f	$[\sigma]_{sup}$, kgf/cm²	$[q]$, kgf/cm	φ_0
Acier sur acier . . .	Dans l'huile	0,05	25 à 30 *HB*	—	0,75
Fonte sur fonte . . .	» »	0,05	1,5 σ_{tf}	—	0,75
Acier sur acier . . .	A sec	0,1 à 0,15	12 à 15 *HB*	—	0,75
Textolite sur acier ou fonte	» »	0,2 à 0,25	—	40 à 80	0,75
Fibre sur acier ou fonte	» »	0,15 à 0,20	—	35 à 40	0,75
Cuir sur fonte . . .	» »	0,25 à 0,35	—	15 à 25	0,5
Bois sur fonte . . .	» »	0,40 à 0,50	—	2,5 à 5	0,7
Caoutchouc sur fonte ou acier	» »	0,45 à 0,60	—	10 à 30	0,5

Construction des roues. La construction des roues est définie essentiellement par le matériau des surfaces actives. Les constructions des roues à friction en matériaux non métalliques sont représentées sur la figure 13.3.

Les roues en matériaux non métalliques travaillent à sec; en règle générale, la roue menante est en matériau plus doux pour parer lors du patinage à la formation des plats à la surface de la roue menée.

Dispositifs de serrage. Le fonctionnement de la transmission dépend pour beaucoup du mode de la réalisation de la pression sur les

roues. La pression constante n'est admissible que dans les systèmes transmettant un effort périphérique invariable. Pour les transmissions dont la charge varie, il est préférable que la pression change automatiquement en fonction de l'effort périphérique transmis. On

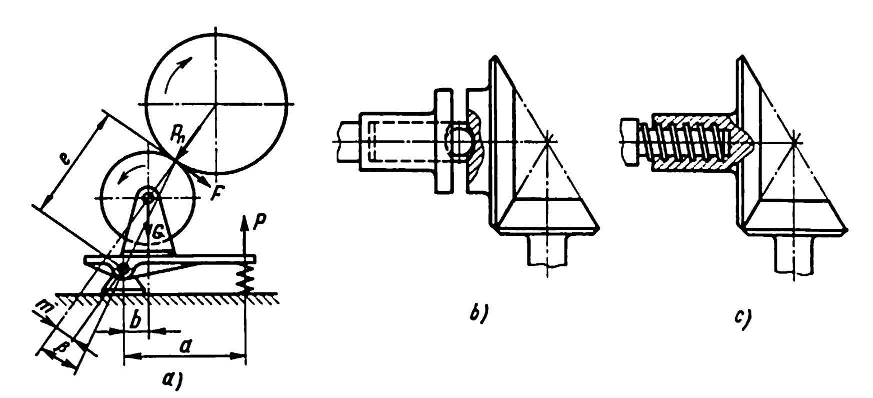


Fig. 13.4

accroît ainsi la longévité et le rendement de la transmission, puisque les efforts périphériques faibles n'engendrent pas des pressions excessives.

Le serrage automatique des roues de friction peut être obtenu par :

a) autoserrage des éléments de la transmission ;

b) dispositifs de serrage à billes ou à vis.

La représentation schématique d'une transmission à autoserrage est donnée sur la fig. 13.4,*a*. La roue menante pivote librement sur la plaque articulée. La ligne qui relie l'axe de rotation de la plaque au point de contact des roues forme un angle β avec la ligne des centres des roues. Dans une transmission, l'autoserrage se produit lorsque tg $\beta \geqslant f$.

Pour le réglage de la pression de départ un ressort est prévu dont l'effort

$$P = \frac{Gb + Fe - p_n m}{a} \text{ kgf},$$

où G est le poids du système oscillant.

Le dispositif de serrage à billes (fig. 13.4,*b*) est lié à l'arbre par deux ou trois billes logées dans les rainures obliques. La rotation de l'arbre chasse les billes qui entraînent la roue et produisent l'effort de pression nécessaire.

Le fonctionnement du dispositif de serrage à vis (fig. 13.4,*c*) est analogue à celui du dispositif à billes.

CALCUL DES TRANSMISSIONS À ARBRES PARALLÈLES

Efforts de pression. Pour les roues à jante cylindrique lisse la valeur de l'effort normal à la ligne de contact peut s'obtenir à partir du rapport (13.1):

$$p_n = \frac{F}{\varphi_0 f} = \frac{\beta F}{f},$$

où $\beta = \frac{1}{\varphi_0}$ est le coefficient d'adhésion. Avec les valeurs de φ_0 données dans le tableau 13.1, $\beta = 1{,}35$ à 2.

Pour déterminer l'effort de pression, la donnée de départ est la puissance P_2 recueillie sur l'arbre mené. Il faut connaître encore les

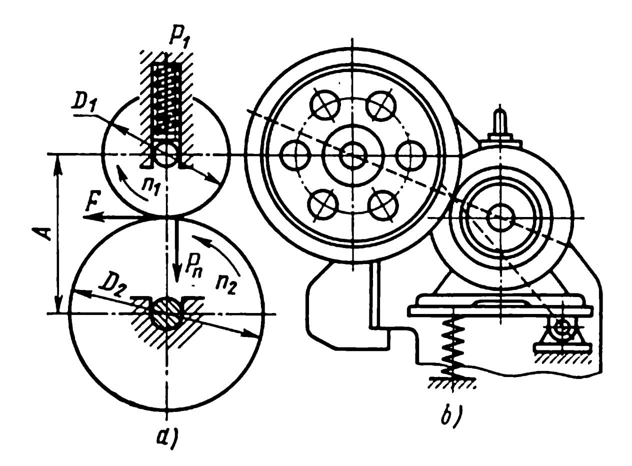


Fig. 13.5

pertes dans la transmission dont les dimensions sont encore inconnues lors de l'établissement du projet. Avec une faible erreur l'effort de pression peut être déterminé d'après la puissance totale P_1 recueillie sur l'arbre menant. Pour les roues cylindriques (fig. 13.5,*a*) l'effort de pression égal à la pression normale s'écrit

$$F_1 = p_n = \frac{\beta 102 p_1}{fv} = \frac{\beta 102 p_1 60 \cdot 100}{f\pi D_2 n_2} \text{ kgf},$$

où f est le coefficient de frottement;
D_2, le diamètre en cm;
n_2, la vitesse en nombre de tours par minute de la roue menée;
P_1, la puissance recueillie sur l'arbre menant en kW.

L'entraxe étant

$$A = \frac{D_2}{2} \pm \frac{D_1}{2} = (i \pm 1)\frac{D_1}{2} = \frac{(i \pm 1) D_2}{2i}, \qquad (13.2)$$

alors en portant $D_2 = \frac{2Ai}{i \pm 1}$, tiré de l'expression ci-dessus, dans la formule pour p_1, on obtient:

$$p_1 = p_n = 97400 \frac{\beta}{f} \cdot \frac{\mathcal{P}_1}{n_2} \cdot \frac{i \pm 1}{Ai} \text{ kgf.} \qquad (13.3)$$

Dans ces formules, le signe « + » définit le contact extérieur et le signe « — », le contact intérieur.

L'exemple d'une transmission à roues cylindriques (presse à excentrique) est donné par la figure 13.5,*b*.

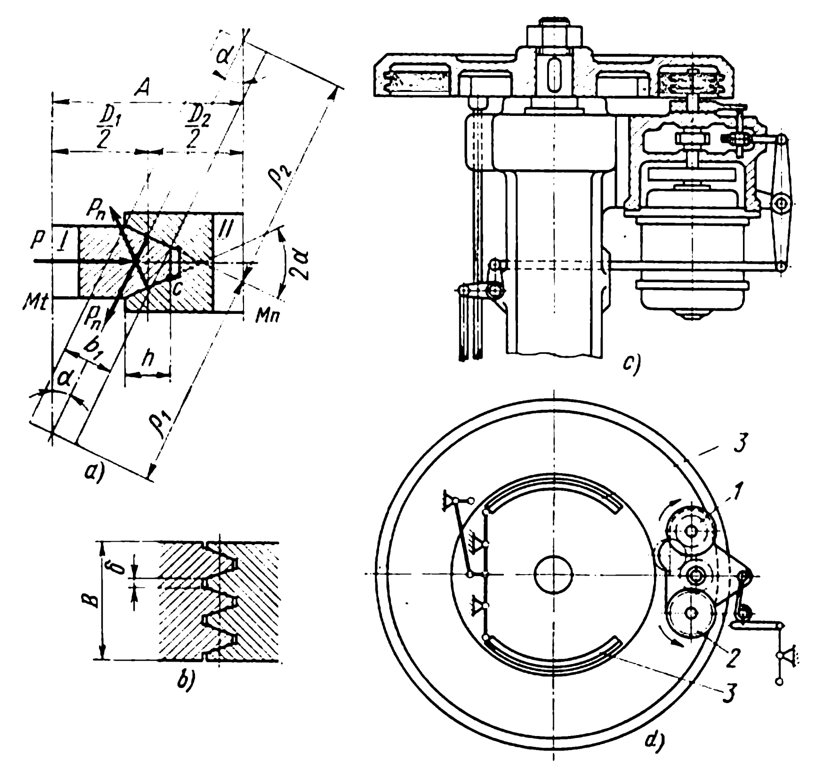


Fig. 13.6

Dans les roues à coin, l'effort de pression p provoque une pression normale p_n (fig. 13.6,*a*) dont la valeur dans les cas usuels pour z gorges est

$$p_n = \frac{\beta F}{2zf}.$$

D'une manière analogue et en adoptant les mêmes notations que précédemment, on obtient:

$$p_n = 48700 \frac{\beta}{zf} \cdot \frac{\mathcal{P}_1}{n_2} \cdot \frac{i \pm 1}{Ai} \text{ kgf.} \qquad (13.4)$$

Pour les transmissions par rôues à une gorge, lorsque $z = 1$, la condition d'équilibre d'une roue s'écrit: $p = 2p_n \sin \alpha$ (fig. 13.6,*a*); l'effort de pression nécessaire est alors:

$$p = 97400 \frac{\beta}{f} \cdot \frac{\mathcal{P}_1}{n_2} \cdot \frac{i \pm 1}{Ai} \sin \alpha \text{ kgf.} \qquad (13.5)$$

Les relations (13.3) et (13.5) permettent de déduire: $p = p_1 \sin \alpha$, c'est-à-dire que, les autres conditions étant égales, l'effort de la pression nécessaire pour assurer le fonctionnement d'une transmission par roues à gorge est inférieur à celui exigé par des transmissions par roues à jante lisse.

La pression p diminue avec α, mais pour parer au grippage éventuel des roues à gorge, on pose $\alpha \geqslant 15°$. Pour $\alpha = 15°$, l'effort de pression nécessaire $p = 0{,}25\ p_1$.

La pression radiale sur les arbres des roues menante et menée

$$R_1 = R_2 = \sqrt{F^2 + p^2}.$$

La transmission par roues à coin d'une presse à vis de 200 t est représentée sur la figure 13.6,*c*. Le mouvement alternatif du coulisseau est réalisé par un mécanisme approprié (fig. 13.6,*d*) à commande manuelle ou automatique. L'engagement de la roue *1* amorce la course d'exécution du coulisseau, et celui de la roue *2*, la montée. L'épaulement lisse intérieur du volant à patins *3* sert de dispositif de freinage.

Calcul de la résistance des roues métalliques. Pour les roues *cylindriques* à jante lisse le rayon de courbure réduit

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{D_1 D_2}{2(D_2 \pm D_1)} = \frac{D_2}{2(i \pm 1)}.$$

Compte tenu de la valeur D_2 fournie par la relation (13.2), on tire:

$$\rho = \frac{Ai}{(i \pm 1)^2}. \qquad (13.6)$$

Si maintenant, après avoir remplacé σ_{max} par $[\sigma]_{sup}$ et posé $\frac{b}{A} = \psi$, on porte dans la formule (2.30) la valeur de p_n tirée de la formule (13.3) et de ρ tirée de la formule (13.6), on peut écrire pour l'entraxe:

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi f} \cdot \frac{\mathcal{P}_1}{n_2} \left(\frac{130}{i [\sigma]_{sup}} \right)^2}, \qquad (13.7)$$

où $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ est le module réduit d'élasticité longitudinale, en kgf/cm²;

E_1 et E_2, les modules d'élasticité longitudinale des matériaux des roues menante et menée;

$\mathcal{P}_1$, la puissance transmise, en ch;

$[\sigma]_{sup}$, la contrainte de compression de contact admissible, en kgf/cm² (tableau 13.1);
ψ, le coefficient de largeur des roues; généralement $\psi =$ $= 0,2$ à $0,4$.

Plus ψ est grand, plus la transmission est petite, mais plus l'effort périphérique et la pression sur les paliers sont importants, plus le rendement de la transmission est faible. D'autre part, les valeurs importantes de ψ rendent plus rigoureuses les spécifications de rigidité et de précision de fabrication des pièces de la transmission.

Pour les roues à *coin* (fig. 13.6,*a*)

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{R_1 R_2}{(R_2 \pm R_1)\sin\alpha} = \frac{D_2}{2(i \pm 1)\sin\alpha} = \frac{Ai}{(i \pm 1)^2 \sin\alpha}. \quad (13.8)$$

Pour diminuer le frottement de glissement nuisible, la hauteur du coin doit être faible. Dans les cas courants

$$h = 0{,}04 D_1 = 0{,}04 \frac{D_2}{i} = \frac{0{,}08A}{i \pm 1}.$$

La longueur de la ligne de contact:

$$b = \frac{h}{\cos\alpha} = \frac{0{,}08A}{(i \pm 1)\cos\alpha}. \quad (13.9)$$

En portant dans la formule (2.30) la valeur de p_n tirée de la formule (13.4), celle de ρ tirée de la formule (13.8) et celle de b tirée de la formule (13.9), et en posant pour $\alpha = 15°$, $\sin\alpha \cdot \cos\alpha = 0{,}25$, on obtient pour l'entraxe

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{E \frac{\beta}{zf} \cdot \frac{\mathcal{P}_1}{n_2} \left(\frac{163}{i[\sigma]_{sup}} \right)^2 (i \pm 1)}. \quad (13.10)$$

Avec l'augmentation du nombre de gorges z les entraxes diminuent. Dans les cas courants, $z \leqslant 5$, car lorsque le nombre de coins est plus grand, il est impossible de les charger tous uniformément.

La largeur des roues à coin (fig. 13.6,*b*) $B = 2z(h \operatorname{tg} \alpha + \delta)$. Pour les roues en fonte, $\delta = 0{,}5$ cm, pour les roues en acier, $\delta = 0{,}3$ cm.

Les transmissions fermées qui travaillent dans l'huile sont vérifiées à l'échauffement d'après la formule (2.38).

Calcul de la résistance des roues non métalliques. Après avoir porté dans la formule (2.31) les valeurs de P_n tirées de l'expression (13.3) et en posant $b = \psi A$, on obtient après transformation que l'entraxe des roues cylindriques

$$A = 315 \sqrt{\frac{\beta}{\psi f} \cdot \frac{\mathcal{P}_1}{n_2} \cdot \frac{(i \pm 1)}{i[q]}} \text{ cm}, \quad (13.11)$$

où $[q]$ est la charge admissible par unité de longueur de la ligne de contact en kgf/cm (tableau 13.1).

CALCUL DES TRANSMISSIONS À ARBRES CONCOURANTS

Effort de pression. Dans le cas des roues coniques (fig. 13.7,*a*) pour lesquelles généralement $\alpha_1 + \alpha_2 = 90°$ (transmissions ortho-

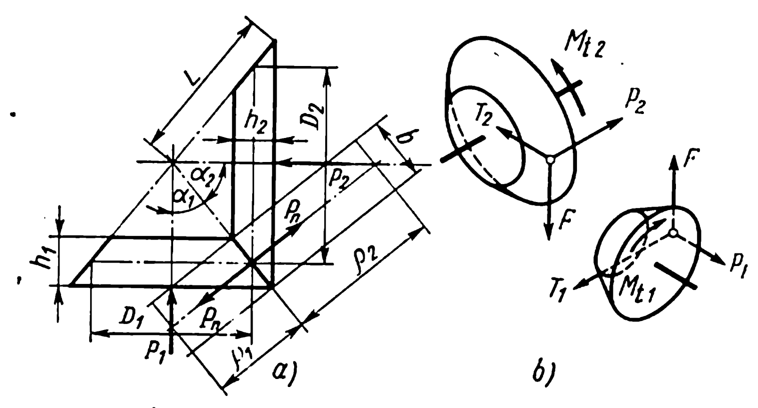


Fig. 13.7

gonales), la pression normale nécessaire pour transmettre un effort périphérique s'écrit

$$p_n = \frac{\beta F}{f} = \frac{\beta 102}{f\pi} \cdot \frac{\mathcal{P}_1}{n_2} \cdot \frac{60 \cdot 100}{D_2}. \tag{13.12}$$

Suivant la figure 13.7,*a*

$$L - \frac{b}{2} = \frac{1}{2}\sqrt{D_1^2 + D_2^2} = \frac{D_2}{2} \cdot \frac{\sqrt{i^2+1}}{i},$$

d'où

$$D_2 = \frac{(2L-b)\,i}{\sqrt{i^2+1}}.$$

En portant cette expression de D_2 dans la formule (13.12), on obtient :

$$p_n = 2 \cdot 97400 \frac{\beta}{f} \cdot \frac{\mathcal{P}_1}{n_2} \cdot \frac{\sqrt{i^2+1}}{(2L-b)\,i} \text{ kgf.} \tag{13.13}$$

La condition d'équilibre des roues permet d'écrire :
pour la roue menante

$$p_1 = p_n \sin \alpha_1; \tag{13.14}$$

pour la roue menée

$$p_2 = p_n \sin \alpha_2,$$

d'où on déduit que pour $\alpha_1 < \alpha_2$, $p_1 < p_2$, c'est-à-dire que l'effort de pression nécessaire est plus faible lorsqu'il est appliqué à partir de la petite roue.

Après avoir porté dans la relation (13.14) la valeur de p_n tirée de la relation (13.13), on obtient

$$p_1 = 2\cdot 97400\,\frac{\beta}{f}\cdot\frac{\mathcal{P}_1}{n_2}\cdot\frac{\sqrt{i^2+1}}{(2L-b)\,i}\sin\alpha_1 \text{ kgf.}$$

Puisque pour la transmission considérée $i = \frac{\sin\alpha_2}{\sin\alpha_1}$, et donc $\sqrt{i^2+1}\sin\alpha_1 = 1$, la valeur de l'effort de pression pour une transmission conique orthogonale s'écrit:

$$p_1 = 2\cdot 97400\,\frac{\beta}{f}\cdot\frac{\mathcal{P}_1}{n_2}\cdot\frac{1}{(2L-b)\,i} \text{ kgf,} \tag{13.15}$$

où L est la longueur de la génératrice du cône, en cm;

b, la longueur de la génératrice de la roue, en cm.

La pression axiale qui s'exerce sur l'arbre de la roue menante (fig. 13.7,*b*) est égale à l'effort de pression p_1 dans le plan perpendiculaire aux axes F et $T_1 = P_n \cos\alpha_1$. Au total F et T_1 donnent la charge radiale

$$R_1 = \sqrt{F^2 + T_1^2} = \sqrt{F^2 + (P_n\cos\alpha_1)^2}.$$

L'arbre de la roue menée subit une pression axiale P_2 et une charge radiale totale

$$R_2 = \sqrt{F^2 + T_2^2} = \sqrt{F^2 + (P_n\cos\alpha_2)^2}.$$

Pour les roues des transmissions à plateaux (tableau 21.2), l'effort de pression est égal à la pression normale

$$p_n = \frac{\beta F}{f} = \frac{\beta}{f}\cdot\frac{75\mathcal{P}_1}{v} = \frac{\beta}{f}\cdot\frac{75\mathcal{P}_1}{\pi}\cdot\frac{60\cdot 100}{D_2 n_2} \text{ kgf,}$$

et puisque $D_2 = iD_1$, on obtient:

$$p_n = 2\cdot 97400\,\frac{\beta}{f}\cdot\frac{\mathcal{P}_1}{n_2}\cdot\frac{1}{D_1 i} \text{ kgf.} \tag{13.16}$$

Calcul de la résistance des roues métalliques. Pour les roues coniques (fig. 13.7,*a*), dans le cas d'une transmission orthogonale ($\alpha_1 + \alpha_2 = 90°$); $\frac{D_1}{D_2} = \operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{1}{i}$, et les rayons de courbure respectifs des roues menante et menée:

$$\rho_1 = \left(L - \frac{b}{2}\right)\operatorname{tg}\alpha_1 = \left(L - \frac{b}{2}\right)\frac{1}{i};$$

$$\rho_2 = \left(L - \frac{b}{2}\right) i.$$

Le rayon de courbure réduit

$$\rho = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1+\rho_2} = \frac{\left(L-\frac{b}{2}\right) i}{i^2+1}. \tag{13.17}$$

En portant dans la formule (2.30) la valeur de p_n tirée de la formule (13.13), celle de ρ tirée de la formule (13.17) et en posant $b = \psi_c L$, on obtient pour la longueur de la génératrice du cône

$$L = \sqrt{i^2+1}\sqrt[3]{E\frac{\beta}{\psi_c f}\cdot\frac{\mathcal{P}_1}{n_2}\left[\frac{130}{i\,[\sigma]_{\text{sup}}(1-0{,}5\psi_c)}\right]^2}\ \text{cm.} \quad (13.18)$$

Dans les cas courants on admet $\psi_c = 0{,}2$ à $0{,}25$.

Pour les roues des transmissions à *plateaux* la courbure réduite

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\rho_1} = \frac{2}{D_1}, \quad (13.19)$$

car dans ce cas la roue est en contact avec le plan dont la courbure $\frac{1}{\rho_2} = 0$.

En portant dans la formule (2.30) la valeur de p_n tirée de la formule (13.16), celle de ρ tirée de la formule (13.19) et en posant $b = \psi_p D_1$, il vient

$$D_1 = \sqrt[3]{E\frac{\beta}{\psi_p f}\cdot\frac{\mathcal{P}_1}{n_2 i}\left(\frac{260}{[\sigma]_{\text{sup}}}\right)^2}\ \text{cm.} \quad (13.20)$$

Généralement $\psi_p = 0{,}2$ à 1.

Les formules qui viennent d'être données s'emploient pour calculer les transmissions à friction à partir de la puissance maximale transmise.

Pour apprécier les effets d'un régime variable et d'une durée de service, introduisons dans les formules de calcul des roues de friction métalliques travaillant dans l'huile le coefficient de longévité. Alors dans les formules (13.7), (13.8), (13.18) et (13.20) apparaît l'expression

$$\frac{\mathcal{P}_1}{n_2} = \left(\frac{\mathcal{P}_1}{n_2}\right)_{\text{nom}} k,$$

où $\left(\frac{\mathcal{P}_1}{n_2}\right)_{\text{nom}}$ est la relation nominale déterminée en fonction de la puissance maximale.

Les transmissions fermées travaillant dans l'huile sont vérifiées à l'échauffement [formule (2.38)].

Calcul de la résistance des roues non métalliques. Pour les roues coniques, après avoir porté dans la formule (2.31) la valeur de p_n tirée de la formule (13.13) et posé $b = \psi_c L$, on obtient pour la longueur de la génératrice du cône

$$L = 315\sqrt{\frac{\beta}{\psi_c f}\cdot\frac{\mathcal{P}_1}{n_2}\cdot\frac{\sqrt{i^2+1}}{(1-\psi_c)\,i\,[q]}}\ \text{cm.} \quad (13.21)$$

Pour les transmissions à *plateaux*, la solution commune des équations (2.31) et (13.16), lorsque $b = \psi_p D_1$, donne:

$$D_1 = 445 \sqrt{\frac{\beta}{\psi_p f} \cdot \frac{\mathcal{P}_1}{n_2} \cdot \frac{i}{i[q]}} \text{ cm.} \qquad (13.22)$$

Ici $\psi_p = \frac{b}{D_1} = 0{,}2$ à $1{,}0$.

Les valeurs de f et de $[q]$ sont données dans le tableau 13.1.

CHAPITRE 14

Transmissions par courroie

GÉNÉRALITÉS

Agencement. Sous sa forme élémentaire la transmission se présente comme une courroie aux bouts jonctionnés ou sans fin posée avec tension sur deux poulies, *menante* et *menée*. La courroie en mouvement transmet l'énergie de la poulie menante à la poulie menée par frottement qui s'établit entre la courroie et les poulies. Dans ces conditions le moment des forces de frottement sur les poulies est égal au moment d'entraînement sur la roue menante et à celui de résistance sur la roue menée. La tension, l'arc embrassé de la poulie par la courroie et le coefficient de frottement sont d'autant plus grands que la charge transmise est plus grande.

Dans les transmissions privées de dispositifs spéciaux, la tension est produite par la déformation élastique de la courroie montée sur les poulies avec tension. Pourtant avec le temps les courroies s'allongent et pour conserver la tension requise on est obligé de les raccourcir. Des retouches fréquentes des courroies sont indésirables. Quant aux courroies sans fin, elles ne sont pas raccourcies en général. C'est pourquoi dans les transmissions modernes la réalisation et le réglage de la tension sont assurés généralement à l'aide des dispositifs de *contrainte* (*galets tendeurs*).

Pour renforcer l'adhésion entre la courroie et la poulie on utilise des dispositifs qui augmentent l'arc embrassé; pour améliorer l'adhésion des courroies trapézoïdales on prévoit le coefficient de frottement réduit plus élevé.

Avantages et inconvénients. Les avantages que présente une transmission par courroie sont la possibilité de couvrir de grandes distances entre les arbres menant et mené; uniformité de service et fonctionnement sans chocs; limitation de la charge, la courroie ne pouvant transmettre qu'une charge définie; lorsque cette

Tableau 14.1

Schémas principaux des transmissions par courroie

Schéma	Dénomination et domaine d'application
	Courroie droite Arbres parallèles tournant dans le même sens. L'entraxe étant important, il est recommandé de faire menant le brin inférieur et mené, le brin supérieur.
	Courroie croisée Arbres parallèles tournant en sens inverses. Au droit du croisement, les surfaces de la courroie s'usent en se frottant l'une contre l'autre. Pour parer à l'usure, choisir un entraxe important ($A_{min} \geqslant 20\ b$, où b est la largeur de la courroie) et une vitesse de la courroie pas très élevée $v \leqslant 15$ m/s).
	Courroie semi-croisée Arbres gauches (généralement perpendiculaires) à un sens de rotation bien défini. Pour que la courroie en mouvement ne glisse pas des poulies, leur largeur doit être suffisante ($B \geqslant 1{,}4\ b$, où B est la largeur de la poulie), et leur mise en place et fixation définitives doivent être effectuées après les essais de la transmission.
	Courroie semi-croisée à galets de guidage Arbres gauches, lorsque la disposition des poulies suivant le schéma précédent est impossible ou lorsque le renversement du mouvement s'impose.
	Courroie à galet tendeur Pour le cas d'une transmission par courroie droite irréalisable par suite du faible arc embrassé sur la petite poulie (rapport de transmission importante, entraxe étant faible) ou d'une tension imposée de la courroie impossible à obtenir par d'autres procédés.

Suite

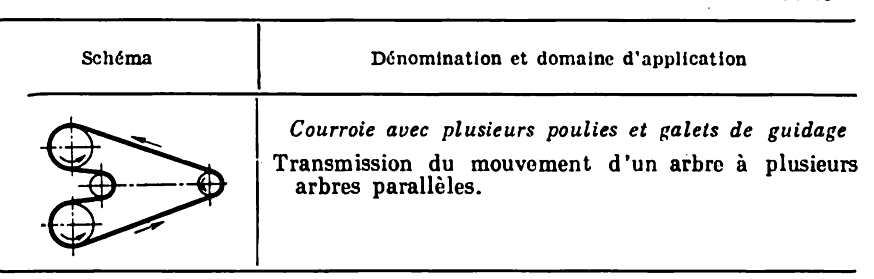


Schéma	Dénomination et domaine d'application
	Courroie avec plusieurs poulies et galets de guidage Transmission du mouvement d'un arbre à plusieurs arbres parallèles.

charge est dépassée, la courroie commence à patiner (patinage sur jante de la poulie), ce qui assure la protection d'autres organes de la transmission contre une surcharge; simplicité; prix initial relativement bas.

Les inconvénients principaux de la transmission sont: encombrement important; certaine instabilité du rapport par suite du glissement de la courroie; sollicitations importantes des arbres et des paliers et, par suite, grandes pertes de puissance; longévité relativement faible de la courroie s'échelonnant de 1 000 à 5 000 h.

Les transmissions par courroie sont utilisées pour des puissances de plusieurs centaines de kilowatts, les vitesses maximales varient de 25 à 50 km/s (en fonction du type de la courroie). Les valeurs maximales du rapport $i = 10$ à 15. Les domaines principaux de leur application sont les commandes des moteurs électriques, les voitures automobiles, les machines-outils, les transporteurs.

Classification. Suivant la forme de la section de la courroie on distingue les courroies *plates*, *trapézoïdales* et *rondes*. D'après le mode d'obtention de la tension, les transmissions peuvent être *simples* ou à *dispositif de contrainte*.

L'aptitude à la flexion et à la torsion de l'organe de traction d'une transmission par courroie permet de réaliser une disposition quelconque des axes des poulies menante et menée et un nombre différent de poulies. Les schémas principaux des transmissions par courroie sont représentés dans le tableau 14.1

PRINCIPES THÉORIQUES ET FONCTIONNEMENT DES TRANSMISSIONS PAR COURROIE

Tensions dans la courroie. La transmission par courroie a à sa base la relation analytique, établie par L. Euler en 1775, entre les tensions d'un lien flexible embrassant un cylindre (fig. 14.1) *:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{f\alpha} = m, \tag{14.1}$$

* La déduction de la formule d'Euler est donnée par la théorie des mécanismes et des machines.

où T_1 et T_2 sont les efforts appliqués aux extrémités du lien;
f, le coefficient de frottement entre le lien et la surface du cylindre;
α, l'arc embrassé sur le cylindre par le lien; la notation $e^{f\alpha} = m$ s'emploie pour abréger l'écriture.

La formule d'Euler (14.1) est déduite pour un lien flexible inextensible et impondérable qui glisse sur un cylindre fixe. L'organe de traction d'une transmission par courroie se distingue beaucoup d'un tel lien. La relation entre les tensions des brins d'une courroie donnée par la formule d'Euler (14.1), déduite pour le cas du glissement d'un lien sur tout l'arc embrassé, est approximative. L'ordre de cette approximation est fonction des valeurs du coefficient f, qu'il faut considérer comme le coefficient de frottement réduit sur tout l'arc embrassé α.

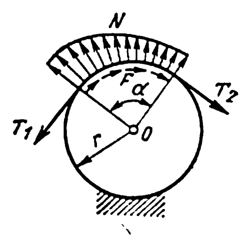


Fig. 14.1

Les valeurs moyennes du coefficient de frottement sont consignées sur le tableau 14.2.

Tableau 14.2

Valeurs moyennes du coefficient de frottement f entre la courroie et la jante de la poulie

Types de courroies	Matériau de la jante			
	Papier pressé	Bois	Acier	Fonte
Cuir :				
tannage végétal	0,35	0,30	0,25	0,25
tannage minéral	0,50	0,45	0,40	0,40
Coton :				
tissées	0,28	0,25	0,22	0,22
cousues	0,25	0,23	0,20	0,20
Laine	0,45	0,40	0,35	0,35
Tissus caoutchoutés	0,35	0,32	0,30	0,30

Dans une courroie posée sur poulies et qui conserve dans l'ensemble sa longueur, le renforcement de la tension d'un brin entraîne la diminution correspondante de la tension de l'autre, alors que la somme des tensions reste constante. Ce fait est traduit par la formule de Poncelet,

$$T_1 + T_2 = 2T_0, \qquad (14.2)$$

où T_0 est la tension initiale, la même pour les deux brins.

Cette relation ne se vérifie pas tout à fait par l'expérience; la somme des tensions en service est toujours quelque peu supérieure au double de la tension de départ; elle n'est pas une valeur constante et croît avec l'augmentation de la vitesse de la courroie.

Par ailleurs, les tensions des brins T_1 et T_2 sont liées à l'effort transmis F par la condition

$$T_1 - T_2 = F. \qquad (14.3)$$

En résolvant les équations (14.2) et (14.3), on obtient

$$T_1 = T_0 + \frac{F}{2}; \quad T_2 = T_0 - \frac{F}{2}. \qquad (14.4)$$

Ainsi dans une transmission au repos ou travaillant à vide les tensions des deux brins de la courroie sont les mêmes et égales à la tension de départ T_0. Lorsqu'une transmission subit une sollicitation, les tensions se redistribuent en augmentant sur le brin menant d'un demi-effort périphérique et en diminuant sur le brin mené de la même valeur.

La relation de départ (14.1) de même que les relations ultérieures (14.2)-(14.4), compte tenu des réserves faites précédemment, est également justifiée pour les transmissions par courroie trapézoïdale.

Glissement élastique. L'organe de traction d'une transmission par couroie est caractérisé par une flexibilité élastique. La courroie ne glisse pas sur une poulie fixe par tous les points de l'arc embrassé mais dans son mouvement entraîne la poulie. La masse du volume de la courroie passant par unité de temps aussi bien du côté menant que du côté mené étant constante, nous pouvons écrire pour un mouvement stationnaire

$$\gamma_i v_i S_i = \text{const},$$

où γ_i est le poids unitaire de la courroie;
v_i, la vitesse de la courroie;
S_i, la surface de la section considérée.

S_i et γ_i peuvent être exprimés par l'intermédiaire de leurs valeurs S_0 et γ_0 d'une courroie non chargée:

$$S_i = S_0 (1 - \mu\varepsilon_i)^2 \text{ et } \gamma_i = \frac{\gamma_0}{(1+\varepsilon_i)(1-\mu\varepsilon_i)^2},$$

où ε_i est la déformation de la courroie au point considéré;
μ, le coefficient de Poisson du matériau de la courroie.

Après la transformation on obtient

$$\frac{v_i}{1+\varepsilon_i} = \text{const}. \qquad (14.5)$$

Cette expression montre que la *vitesse n'est pas la même sur toute la longueur de la courroie. Elle est plus grande au droit des points où la*

courroie est le plus allongée. Il en résulte que la courroie glisse sur les poulies.

En effet, le glissement est inévitable là où les vitesses des surfaces en contact de la courroie et de la poulie ne sont pas les mêmes du fait que la courroie attaque la poulie menante avec la vitesse v_1 et la quitte avec la vitesse v_2, alors que la vitesse sur la jante de la poulie est constante (v_1). Ce glissement résulte de l'élasticité de la courroie ($\varepsilon \neq 0$), et de ce fait il porte le nom de *glissement élastique* de la courroie sur la poulie.

La première étude du glissement élastique a été effectuée par N. Joukovski en 1893. Dans les années qui suivirent, l'apparition de nouveaux procédés de mesure du glissement et de nouveaux types de courroies a fait passer ces recherches dans le domaine de l'étude des transmissions réelles fonctionnant en régimes variés.

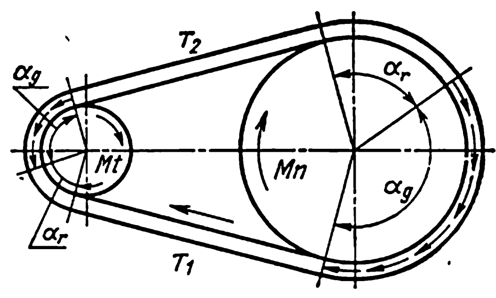


Fig. 14.2

Les recherches expérimentales ont démontré que dans une transmission normale, le glissement élastique n'affecte pas toute la surface de contact. Sur chaque poulie, l'arc embrassé total α se compose de deux parties (fig. 14.2), l'arc de glissement α_g et l'arc de repos α_r, sur lequel le glissement n'a pas lieu. Sur les deux poulies, l'arc de repos se trouve du côté du brin attaquant la poulie, et l'arc de glissement du côté du brin quittant la poulie.

A mesure que la charge F augmente, l'arc de glissement augmente lui aussi au détriment de l'arc de repos. En surcharge, le glissement affecte tout l'arc embrassé α ; dans ces conditions, le glissement élastique se transforme en *patinage* qui est un phénomène nocif.

Compte tenu du glissement élastique, les vitesses périphériques des poulies menante et menée sont définies par la condition

$$v_2 = v_1 - v_1 g = v_1 (1 - g),$$

où $g = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$ est le coefficient de glissement de la courroie ; pour les courroies plates $g = 0{,}01$ à $0{,}02$.

Il s'ensuit que la relation entre les nombres de tours des poulies

$$D_2 n_2 = D_1 n_1 (1 - g),$$

d'où le rapport

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1 (1-g)} \approx \frac{D_2}{D_1}, \qquad (14.6)$$

où D_1, D_2 sont les diamètres des poulies.

Coefficient de traction. Le quotient de l'effort périphérique transmis par la courroie par la somme des tensions de ses brins porte le nom de *coefficient de traction*

$$\varphi=\frac{F}{2T_0}=\frac{T_1-T_2}{T_1+T_2}=\frac{m-1}{m+1}\ . \qquad (14.7)$$

Cette dernière relation s'écrit en partant de la formule (14.1).

En portant en abscisses le coefficient de traction φ, et en ordonnées, le coefficient de glissement g de la courroie, trouvés expérimentalement, on obtient la *caractéristique de traction* d'une transmission analogue à celle de la transmission à friction (fig. 13.2,*d*).

La caractéristique de traction comporte deux parties. L'une, *rectiligne*, détermine le domaine dans lequel φ est proportionnel à g. C'est la partie de la caractéristique qui correspond au fonctionnement de la transmission. L'autre, *courbe*, correspond au domaine d'un fonctionnement instable ; il suffit d'une faible augmentation fortuite de la charge pour que la courroie commence à patiner. C'est le domaine interdit de la caractéristique. Le point d'inflexion entre les parties rectiligne et courbe correspond au *point critique* de la caractéristique de traction.

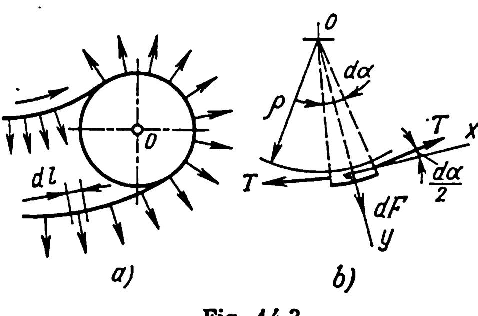


Fig. 14.3

La valeur de φ_0 en ce point correspond à la valeur maximale de la charge à condition d'une utilisation rationnelle de la courroie. Pour $\varphi < \varphi_0$, la capacité de traction de la courroie n'est pas utilisée complètement. Lorsque $\varphi > \varphi_0$, la courroie s'use rapidement et son fonctionnement est instable.

Voici les valeurs moyennes recommandées des coefficients de traction établies en partant de nombreuses études : courroies plates $\varphi_0 = 0{,}5$ à $0{,}6$; courroies trapézoïdales $\varphi_0 = 0{,}7$ à $0{,}9$.

Tensions dues aux forces centrifuges. Une courroie possède une masse et, par conséquent, son mouvement curviligne produit des forces centrifuges qui engendrent des tensions supplémentaires dans tous ses éléments (fig. 14.3,*a*).

Pour déterminer ces tensions, considérons dans la courroie un élément d'une longueur $dl = \rho\, d\alpha$ (fig. 14.3,*b*). Sa masse dm subit l'action de la force centrifuge dF équilibrée par les tensions T.

Les conditions d'équilibre sont :

$$-\,dF+2T\sin\frac{d\alpha}{2}=0.$$

La force centrifuge due à l'inertie peut être exprimée par la formule :

$$dF = \frac{v^2 dm}{\rho} = \frac{v^2}{\rho} q \cdot \frac{\rho d\alpha}{g} = q \frac{v^2}{g} d\alpha,$$

où q est le poids de l'unité de longueur de la courroie.

En posant ensuite $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$, on obtient :

$$T = q \frac{v^2}{g}. \tag{14.8}$$

D'après la formule (14.8), la tension T produite par les forces centrifuges ne dépend pas du rayon de courbure de l'élément considéré, elle est la même pour toutes les parties de la courroie.

Les tensions produites par les forces centrifuges n'agissent pas directement sur l'adhésion de la courroie aux poulies, définie par les facteurs examinés précédemment (T_0 et F). L'unique manifestation des forces centrifuges d'inertie réside dans la production des contraintes d'extension dans les sections droites de la courroie, et la courroie subit donc l'extension en fonction de ces contraintes.

Contraintes dans une courroie. Les contraintes qui sollicitent une courroie varient suivant ses parties. Dans le cas courant, ces contraintes sont constituées par des contraintes dues à la tension de départ, à l'effort transmis et aux forces centrifuges, ainsi qu'aux contraintes d'incurvation produites par l'enroulement sur les poulies et les rouleaux.

Pour une courroie plate à section droite $S = bh$ (b largeur, h épaisseur de la courroie), ces contraintes sont déterminées de la manière suivante.

Contraintes produites par la tension de départ

$$\sigma_0 = \frac{T_0}{S} = \frac{T_0}{bh}; \tag{14.9}$$

contraintes dues à l'effort périphérique transmis par la courroie

$$k = \frac{F}{S} = \frac{F}{bh}; \tag{14.10}$$

contraintes dues aux forces centrifuges

$$\sigma_v = \frac{T}{S} = \frac{q}{S} \cdot \frac{v^2}{g} = \frac{\gamma v^2}{10g}, \tag{14.11}$$

où γ est le poids unitaire de la courroie (en kgf/dm³ ou gf/cm³) ; la contrainte d'incurvation

$$\sigma_i = E_i \frac{h}{D}, \tag{14.12}$$

où E_i est le module d'élasticité réduit de la courroie à la flexion ;
D, le diamètre de la poulie ou du rouleau enroulé.

L'utilisation de ces composantes des contraintes rend aisée la détermination des contraintes dans les diverses parties de la courroie en service. L'allure approchée de la distribution des contraintes dans une transmission par courroie droite est matérialisée par la figure 14.4. Elle démontre que les contraintes dans les sections d'une courroie en mouvement sont variables.

Les contraintes maximales σ_{max} siègent sur le brin menant de la petite poulie et constituent

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{k}{2} + \sigma_v + \sigma_i = \frac{T_0}{S} + \frac{F}{2S} + \frac{\gamma v^2}{10g} + E_i \frac{h}{D_1}. \quad (14.13)$$

Pertes, rendement. Les pertes dans une transmission par courroie se composent des pertes $P_é$ associées à l'élasticité de la courroie et définies par le glissement sur les poulies et par le frottement

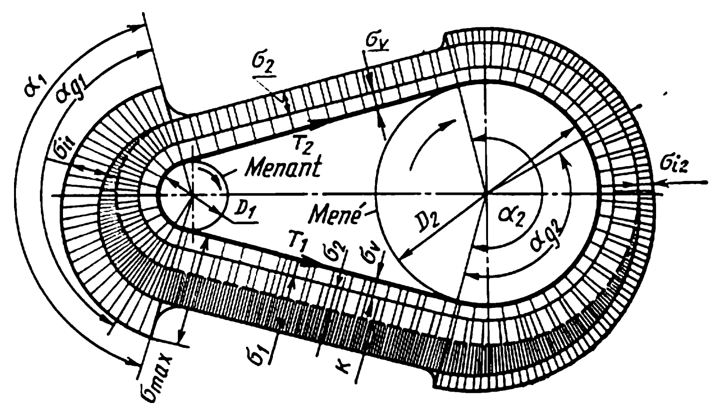


Fig. 14.4

intérieur des particules de la courroie dû à l'incurvation, traction et compression variables, des pertes par résistance de l'air au mouvement de la courroie et des poulies, ainsi que par le frottement sur les paliers des poulies.

Dans une transmission par courroie, les pertes ne font pas que traduire les frais d'énergie improductifs, elles présentent encore un intérêt important particulier. Les pertes déterminent le dégagement de la chaleur qui agit en premier lieu sur la courroie. A la différence des matériaux de la plupart des pièces mécaniques, ceux utilisés pour les courroies (fibres naturelles ou artificielles, caoutchouc et divers composés d'imprégnation) sont très susceptibles à l'échauffement qui réduit nettement la résistance et la longévité des courroies. Puisque la température de la courroie, les autres conditions étant les mêmes, est proportionnelle aux pertes, la valeur de ces dernières peut servir d'indice de l'aptitude à la fonction et de l'efficacité de la transmission.

Dans une transmission par courroie les pertes sont dues:

a) au glissement de la courroie sur les poulies (P_g) ;

b) au frottement intérieur des particules de la courroie lors de l'alternance de l'incurvation (P_{hi}), de l'extension et de la compression (P_{he}) ;

c) à la résistance de l'air au mouvement de la courroie, des poulies et des galets ;

d) au frottement sur les paliers des poulies et des galets sollicités par la tension des courroies.

Les pertes des deux premiers types, constituant la plus grande partie quantitativement, sont d'un intérêt particulier, la courroie étant échauffée directement par l'énergie consommée par le glissement et l'hystérésis élastique.

Les pertes dues à la résistance de l'air ne sont prises en considération que dans les cas particuliers de grandes poulies à rayons; dans les transmissions usuelles, même rapides, la valeur de ces pertes est infime. Les paliers des poulies et des galets sont sollicités par la tension des courroies. Le mode de calcul de ces pertes est exposé dans la partie de l'ouvrage relative aux paliers (pp. 474, 508).

Ainsi les pertes totales d'une transmission par courroie s'écrivent

$$P = P_é + P_r.$$

La valeur des pertes par unité de temps peut être exprimée par

$$P_é = Svk_p, \qquad (14.14)$$

où S est la surface de la section droite de la courroie;

v, la vitesse de la courroie;

k_p, le coefficient de proportionnalité qui est fonction de la conception de la transmission, de la constitution interne et des propriétés de la courroie.

Au sens physique, le coefficient k_p traduit la valeur des pertes par unité de volume de la courroie.

Le rendement d'une transmission se détermine d'après la formule (12.2). Les valeurs moyennes du rendement pour des transmissions ordinaires à courroie plate ouverte $\eta = 0{,}98$, à galet tendeur $\eta = 0{,}95$, à courroie trapézoïdale $\eta = 0{,}96$.

ÉLÉMENTS DES TRANSMISSIONS PAR COURROIE

Courroie de commande. Dans une transmission par courroie, l'organe de traction est l'élément principal qui détermine l'aptitude au fonctionnement de l'ensemble. La durée de service de la courroie est de beaucoup inférieure à celle de tous les autres éléments de la transmission. Il faut donc prêter une attention particulière au choix et au perfectionnement des courroies.

Voici les spécifications auxquelles les courroies doivent satisfaire :

1) capacité d'extension importante ;
2) durée de service et résistance à la fatigue suffisantes ;
3) prix bas.

Les courroies de transmission varient suivant la forme de la section droite, la conception, la matière et la gamme de fabrication.

L'indice le plus important, déterminant la conception des poulies et de toute la transmission, est la forme de la section droite de la courroie. Cette section détermine la classification des courroies en *rondes*, *plates* et *trapézoïdales*.

De nos jours, les courroies rondes en cuir et tissées en coton ne s'emploient que dans les commandes de faible puissance, comme, par exemple, celles des machines à coudre, des machines alimentaires, etc.

Les *courroies plates* s'emploient dans les transmissions des machines les plus diverses. Leur largeur varie de 15 à 500 mm, elles sont constituées de matériaux les plus divers et leurs constructions sont également très variées. Voici les quatre types normalisés des courroies plates de transmission fabriquées en U.R.S.S. d'une manière centralisée : a) en cuir ; b) en tissu caoutchouté ; c) tissées en coton et d) tissées en laine. Leurs caractéristiques principales sont indiquées dans le tableau 14.3.

Les *courroies de transmission en cuir* se font à partir de peaux de bêtes à cornes à tannage végétal, chrome-végétal ou au chrome. Les courroies en cuir sont les plus aptes à l'extension. Pourtant, on ne les utilise que rarement de nos jours, leur prix étant trop élevé ; on ne les emploie que dans des cas particulièrement importants.

Les *courroies de transmission caoutchoutées* sont formées de plusieurs couches de tissu technique solide approprié liées par du caoutchouc vulcanisé. Pour élever l'élasticité, les couches de tissu alternent avec celles de caoutchouc.

Les *courroies de transmission tissées en coton* sont constituées de l'entrelacement de deux sortes de fils faisant partie de la chaîne et de la trame. Ils sont imprégnés d'un composé à base d'ozokérite et de bitume qui préserve la courroie de l'action atmosphérique, augmente la résistance et réduit le retrait à l'état libre.

Les *courroies de transmission tissées en laine* sont fabriquées des fils de trois sortes, ceux de la chaîne étant en laine, et ceux de la chaîne d'accrochage et de la trame en coton. Ils sont imprégnés d'un composé à base d'huile de lin cuite, de craie broyée et de minium de fer.

Outre les quatre types de courroies plates normalisées que nous venons d'examiner, on fabrique dans certains cas (transmissions rapides, machines pour rectifier les intérieurs, etc.) des courroies cousues caoutchoutées, en demi-lin, soie, nylon, etc.

Tableau 14.3

Courroies plates

Caractéristiques principales	Cuir	Tissu caoutchouté	Tissées en coton (sans fin)	Tissées en laine	Tissu caoutchouté, cousu	Tissées en demi-lin
Largeur des courroies b, mm	20-300	20-500	30-250	50-500	20-135	15-55
Epaisseur des courroies h, mm	Simples 3 à 5,5 Doubles 7,5 à 10	2,5-13,5	4,5-6,5-8,5	6-9-11	1,75-2,5-3,3	1,75
Charge de rupture à la traction, kgf/cm²	200	440 (sans couches intermédiaires) 370 (avec couches intermédiaires)	350-405	300	300	500
Extension maximale	10% à 100 kgf/cm²	18% à la rupture	20 à 25% à la rupture	60% à la rupture	16% à la rupture	10% à la rupture
Relation $\frac{D_{min}}{h}$: recommandée admissible	 35 25	 40 30	 30 à 40 25 à 35	 30 25	 40 30	 30 25
Vitesse maximale recommandée v_{max}, m/s	40	20 à 30	25	30	50	50
Poids unitaire γ, kgf/dm³	0,98	1,25 à 1,50	0,75 à 1,05	0,90 à 1,24	≈ 1,2	≈ 1,0
Constantes de la formule (14.17) : a w	 29 300	 25 100	 21 150	 18 150	 23 200	 21 150
Module d'élasticité longitudinale E_{tr}, kgf/cm²	1000 à 1500	800 à 1200	300 à 600	—	1000 à 1200	—

Les *courroies trapézoïdales* (fig. 14.5) ont obtenu un large emploi dans l'industrie. Leur propagation rapide s'explique par l'apparition de la commande électrique individuelle qui a imposé de nouvelles prescriptions aux transmissions par courroie, notamment de petits entraxes et des rapports de transmission importants. Des prescriptions analogues ont été imposées simultanément par la construction automobile. Cette dernière devait disposer de courroies sûres pour transmettre la rotation du vilebrequin de moteur au ventilateur,

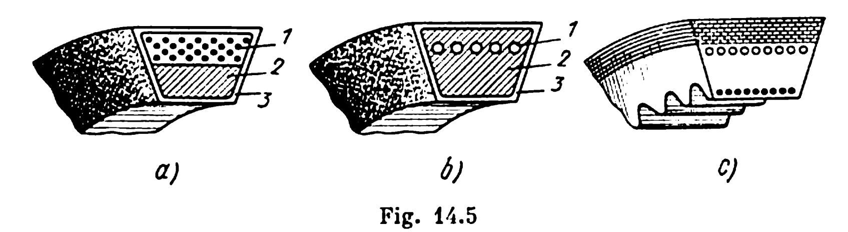


Fig. 14.5

à la pompe à eau, à la dynamo. Dans ces transmissions, une courroie plate fonctionnait mal, sa capacité de traction étant trop faible.

La courroie trapézoïdale assure une traction plus forte car son coefficient de frottement réduit est plus élevé.

Pour des poulies de divers diamètres, l'angle d'ouverture de la gorge * varie entre 34 et 40°. La valeur moyenne du coefficient de frottement réduit (pour $\varphi = 37°$)

$$f' = \frac{f}{\sin 18{,}5°} \approx \frac{f}{0{,}32} \approx 3f.$$

Ainsi, les autres conditions étant égales, un élément d'arc d'une courroie trapézoïdale est susceptible de transmettre un effort périphérique presque trois fois supérieur à celui d'une courroie plate. C'est son avantage essentiel par rapport à une courroie plate. Toutefois, la mise en valeur de ce gain est limitée du fait de la pression unitaire sur les flancs de la gorge de la poulie de beaucoup supérieure à celle qui s'exerce dans le cas d'une courroie plate; or, cette pression unitaire, en augmentant, accélère l'usure de la courroie et diminue le coefficient de frottement **.

Les constructions existantes des courroies trapézoïdales peuvent être ramenées aux trois types:

* Pour rendre impossible le coincement de la courroie dans la gorge, l'angle de la gorge pratiquée dans une poulie doit être supérieur au double angle de frottement 2 arctg f. Pour un coefficient de frottement d'un tissu caoutchouté sur fonte $f = 0{,}30$, $\varphi > 2$ arctg $0{,}3 \approx 34°$.

** Les calculs comparatifs montrent que pour les profils actuellement normalisés des courroies trapézoïdales le rapport de la pression unitaire par la contrainte d'extension (rapportée par convention à toute la surface de la section droite des courroies) est de 4,5 à 5 fois supérieur au rapport analogue des courroies plates.

courroies en caoutchouc cordé (fig. 14.5,*a*) constituées de plusieurs couches de cordes *1* placées dans la zone d'extension, de caoutchouc *2* dans la zone de compression, et de gaine *3* en tissu caoutchouté;

courroies en cordes tordues (fig. 14.5,*b*) constituées de plusieurs cordes en fils à câble *1* très résistants placés dans la zone neutre et n'exerçant donc aucune action sur la rigidité à la flexion de la courroie, d'un liant de caoutchouc *2* très élastique dans la zone d'extension et plus dur dans la zone de compression, et d'une gaine *3*;

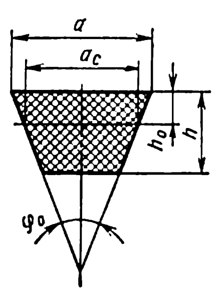


Fig. 14.6

courroies caoutchoutées en cordes tordues (fig. 14.5, *c*) comportant des dents dans la zone de compression (et parfois dans celle d'extension) prévues pour assurer une flexibilité plus importante, nécessaire surtout lors du travail aux grandes vitesses et avec des poulies de petits diamètres.

En U.R.S.S. on fabrique des courroies de trois types: à section normale avec rapport $\frac{a_c}{h} = 1{,}4$ (fig. 14.6); étroites $\frac{a_c}{h} = 1$ et larges $\frac{a_c}{h} > 2$.

Les courroies les plus usitées sont celles du premier type; elles sont normalisées pour la construction mécanique générale et pour les machines agricoles. Les vitesses admissibles: jusqu'à 30 m/s pour le caoutchouc cordé et jusqu'à 50 m/s pour les courroies tissées en fil d'acier.

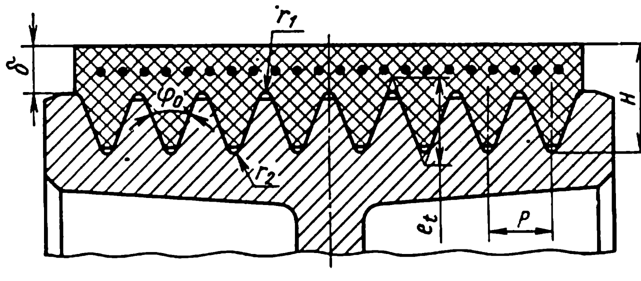


Fig. 14.7

Les courroies étroites sont plus modernes: exécutées en caoutchouc cordé de résistance accrue, elles admettent des vitesses allant jusqu'à 50 m/s, des tensions importantes et possèdent une capacité de traction beaucoup plus grande que les courroies à section normale.

Il en résulte une diminution du nombre de courroies et de leur section, de la largeur des poulies, du porte-à-faux, et de la flèche des arbres, une amélioration de la distribution de la charge entre les courroies.

Les *courroies à coins trapézoïdaux multiples* (fig. 14.7). sont des courroies plates sans fin en caoutchouc cordé, munies sur leur face

intérieure de saillies cunéiformes. Par rapport aux courroies trapézoïdales normales elles permettent d'obtenir un rapport plus constant et d'atténuer les vibrations.

Les transmissions de ce type permettent d'employer des poulies d'un diamètre plus petit, les vitesses qu'elles autorisent vont jusqu'à 50 m/s, et les rapports, jusqu'à $i = 15$.

Les courroies trapézoïdales et certains types de courroies plates sont fabriquées sans fin. Les autres, c'est-à-dire presque toutes les courroies plates, exigent la jonction de leurs extrémités avant leur montage sur une transmission. La jonction est l'endroit le plus faible de la courroie ; dans les cas courants sa résistance à la traction ne dépasse pas 30 à 85 % de la résistance de la courroie intacte. La zone de jonctionnement est plus rigide et parfois plus lourde que les autres parties de la courroie, ce qui provoque des chocs contre les poulies et des variations de vitesse. On conçoit donc que les jonctionnements sont en général indésirables, et dans certains cas même inadmissibles (transmissions des broches des machines de précision, par exemple).

Pourtant, la fabrication des courroies sans fin est plus délicate et plus chère que celle des courroies jonctionnées. Dans l'exploitation il faut avoir toujours en réserve une courroie de rechange pour chaque type, section et longueur de la courroie sans fin. Lors de l'établissement des projets des transmissions par courroies sans fin, les entraxes des poulies doivent être prévus en fonction des longueurs des courroies normalisées. Les courroies sans fin imposent l'utilisation de tendeurs appropriés, ainsi que la disposition en console de poulies ou de paliers aisément démontables pour rendre possible la pose des courroies. C'est pourquoi, malgré certains avantages des courroies sans fin, les courroies jonctionnées sont également très usitées. Les types courants de courroies à jonctions sont représentés dans le tableau 14.4. Le jonctionnement est réalisé par *collage*, *couture*, *agrafage*. Le collage n'est applicable qu'aux courroies en cuir et en tissu caoutchouté.

Poulies. Une poulie à courroie est constituée d'une jante, des rayons ou d'un disque et d'un moyeu (voir fig. 14.8). Les poulies peuvent être classées suivant la forme de la surface active de la jante, le matériau et la construction des éléments.

La forme de la surface active est déterminée par le type de la courroie et les conditions de service de la transmission.

Pour les courroies *plates*, une surface lisse cylindrique polie est la meilleure. L'usure résultant d'un glissement élastique inévitable est alors minimale.

Les dimensions principales des poulies dont le diamètre D, la largeur B (en fonction de la largeur de la courroie b) et la flèche de la jante y (voir plus loin) sont normalisées.

Pour les transmissions à courroies semi-croisée et croisée, ainsi

Tableau 14.4

Jonctionnement des courroies

Types de jonctionnement			Résistance de la jonction par rapport à celle d'une courroie intacte
Collage	Colle à cuir		80 à 85 %
	Colle à caoutchouc		80 à 85 %
Couture	Lanières tannées en suif		30 %
	Cordes en boyaux		50 %
Agrafage	Boulons et couvre-joints (aboutement)		30 %
	Boulons et couvre-joints (peigne)		25 %
	Agrafes en acier ou spirales à tige		50 à 80 %

que pour les transmissions à variations brusques de charge, la largeur des poulies $B = (1{,}5 \text{ à } 2{,}0)\ b$.

Lorsque le positionnement précis des poulies n'est pas assuré, la jante cylindrique doit être remplacée par une jante bombée, car si les poulies ne sont pas parallèles, la courroie tend à « sauter » de la

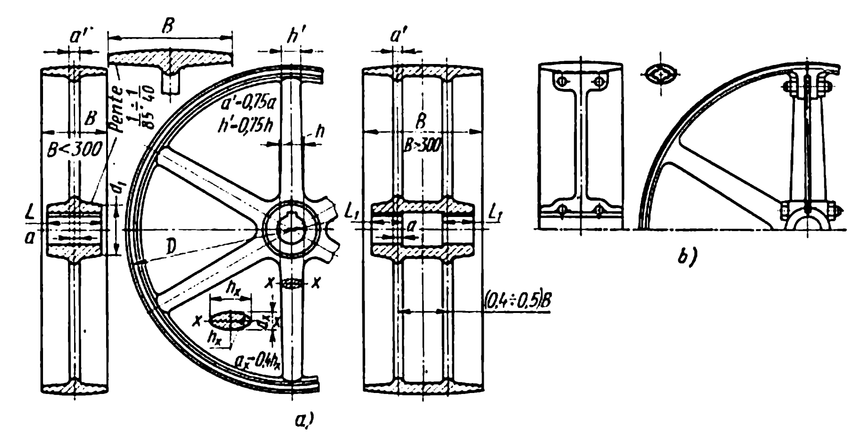


Fig. 14.8

jante cylindrique. Mais lorsque l'une ou les deux poulies ont la jante bombée, le déplacement de la courroie, quelle que soit la cause, provoque un effort qui la remet au milieu de la jante.

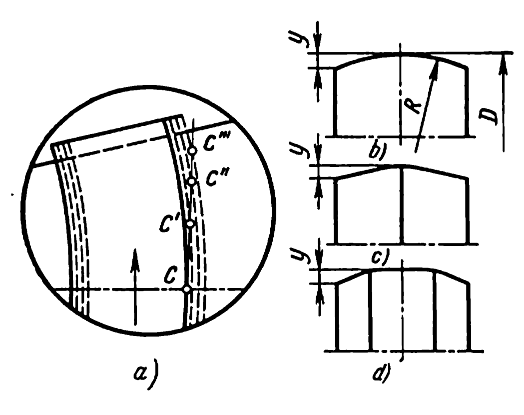


Fig. 14.9

La figure 14.9, *a* explique cette propriété d'une poulie bombée. Elle représente une série de positions successives $c' \ldots c'''$ du point *c* du brin de la courroie qui monte sur une surface conique: la courroie tend à se déplacer à droite, mais dans le cas de deux surfaces coniques elle est maintenue au milieu de la poulie.

Jusqu'à présent il était d'usage de faire la surface légèrement conique suivant la figure 14.9, *c* ou d'après la figure 14.9, *b* (arc de cercle ou autre courbe).

Les recherches récentes ont montré qu'il est plus avantageux de tracer la surface suivant la figure 14.9, *d*; la partie médiane, égale

environ à la moitié de la largeur totale de la poulie, est cylindrique et ce ne sont que les parties marginales qui sont coniques ou sphériques. Le guidage de la courroie par la jante est ainsi amélioré, alors que les contraintes secondaires dans la courroie sont réduites de presque deux fois.

Il convient de tenir compte que le bombé des poulies provoque une usure supplémentaire de la courroie et diminue sa longévité. C'est pourquoi, au besoin, le bombé ne doit se faire que sur les poulies des transmissions par courroie droite et seulement sur la poulie menée; ce n'est qu'aux grandes vitesses ($v > 20$ à 30 m/s) que le bombé des deux poulies s'impose.

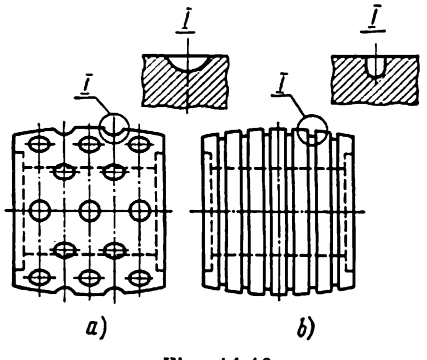


Fig. 14.10

Le patinage rend presque inévitable le glissement de la courroie à partir du plan médian jusqu'à ce qu'elle quitte définitivement la poulie.

Aussi, lorsque l'allure de la charge n'exclut pas complètement le patinage et le saut, alors que le glissement latéral de la courroie sur la poulie est inadmissible (par suite de la détérioration éventuelle de la courroie ou pour d'autres causes), les poulies doivent comporter des épaulements.

Il convient de souligner que le glissement de la courroie est éliminé par les épaulements seulement dans le cas du patinage. Dans les conditions d'un fonctionnement normal, la courroie est maintenue sur la poulie par un positionnement précis des deux poulies et, partiellement, par l'utilisation d'une jante bombée. Le frottement constant de la courroie contre l'épaulement réduit la durée de son service.

Dans les transmissions rapides il faut tenir compte du film d'air (laminage de l'air) formé entre le brin montant de la courroie et la poulie. Ce phénomène diminue l'arc embrassé sur la poulie et dégrade l'adhérence de la courroie à la poulie.

Pour éliminer cet inconvénient, on prévoit sur la jante de la poulie des *gorges circulaires* de faible profondeur (fig. 14.10, *b*) susceptibles d'évacuer l'air sous la courroie. La figure 14.10, *a* représente une poulie dont la surface est munie de *lamages sphériques* qui forment autant de ventouses agissant par appel de vide lors de l'évacuation rapide de l'air.

Pour une *transmission par courroie trapézoïdale*, la surface active est celle constituée par les flancs de la gorge trapézoïdale pratiquée dans la jante de la poulie. Les dimensions et le nombre de ces gorges sont déterminés par le profil de la courroie et le nombre de courroies

prévu (voir p. 229). Ces dimensions sont étudiées de manière à interdire le contact de la courroie avec le fond de la gorge, ainsi que la saillie de la courroie au-dessus des bords de celle-ci. La flexion perturbe le profil de la courroie et modifie son angle par rapport à l'angle de repos ($\varphi_0 = 40°$). C'est pourquoi l'angle de la gorge est fonction du diamètre de la poulie.

La perturbation des angles du profil, ainsi que la position de la fibre neutre étant définies par la construction interne des courroies et par leurs propriétés, les dimensions des gorges sont établies par les fabricants lors de la définition du profil des courroies. Pour les courroies trapézoïdales normalisées ces dimensions sont homologuées par les normes correspondantes (fig. 14.11 et tableau 14.5).

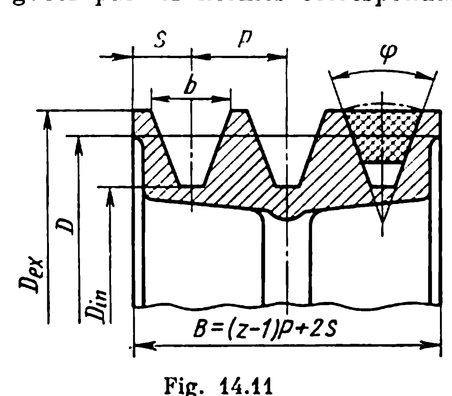


Fig. 14.11

Dans les transmissions par courroies multiples, le fonctionnement uniforme de toutes les courroies est défini avant tout par les diamètres égaux de toutes les gorges et les longueurs égales des courroies. Les recherches ont montré que sous ce rapport l'égalité des diamètres des gorges est d'un grand intérêt. C'est pourquoi sur les dessins de définition des poulies il faut tolérancer les dimensions des gorges.

D'après le mode de fabrication et les matériaux, les poulies peuvent être *moulées* en fonte ou en alliage d'aluminium, ou *soudées* en acier.

Le choix de la matière s'effectue avant tout en partant du nombre de poulies imposé, de leur diamètre et de la vitesse périphérique.

Les poulies les plus courantes sont en fonte. Les petites poulies se font sous forme d'un cylindre plein, celles d'un diamètre moyen étant reliées à la jante par un disque, et celles d'un grand diamètre ayant des rayons pour effectuer cette liaison. Les proportions pratiquement établies entre les éléments des poulies en fonte sont consignées sur la figure 14.8, *a*.

Lors du calcul de la résistance d'une poulie en fonte, on se borne généralement à déterminer les contraintes dans la jante, dues à l'action des forces centrifuges, et à établir les dimensions des rayons par calcul à la flexion.

Les contraintes dans une jante annulaire mince, dues aux forces centrifuges, sont déterminées de la même manière que dans le cas d'une courroie [voir la formule (14.11)]:

$$\sigma = \frac{\gamma v^2}{10g} \leqslant [\sigma]_{tr}.$$

Tableau 14.5

Courroies trapézoïdales

Caractéristiques principales	Dimensions normalisées (fig. 14.6)							Dimensions normalisées		
	O	A	Б	B	Г	Д	E	1 à 8,5	1 à 11	1 à 24
Surface de la section S, cm² . .	0,5	0,8	1,4	2,3	4,8	7,0	11,7	0,6	0,9	1,6
Longueur pratique ou intérieure * de la courroie, mm minimale . . maximale . .	500 * 2 500	500 * 4 000	630 * 6 300	1 800 9 000	3 150 11 000	4 500 14 000	6 300 14 000	710 1 500	750 1 650	1 000 2 000
Différence entre les longueurs pratique et intérieure de la courroie, mm	25	33	40	59	76	95	120	—	—	—
Diamètres pratiques minimaux des poulies, mm	63	90	125	200	315	500	800	71	90	140
Constantes de la formule (14.17): a . . . . . . w	23 110	25 120	28 180	30 215	32 280	32 350	32 440	— —	— —	— —

Suite

Caractéristiques principales	Dimensions normalisées (fig. 14.6)							Dimensions normalisées		
	O	A	Б	B	Г	Д	E	1 à 8,5	1 à 11	1 à 24
Vitesse maximale recommandée v_{max}, m/s . . .	25	25	25	25	30	30	30	50	50	50
Largeur pratique de la courroie a_c, mm	8,5	11	14	19	27	32	42	8,5	11	14
h	10	12,5	16	21	28,5	34	43	8	10	13
h_0	2,5	3,5	5	6	8,5	10	12,5	2,4	3	3,9
Dimensions nominales des gorges des poulies. L'angle de la gorge (φ_0) est choisi en fonction du diamètre de la poulie ; l'angle est d'autant plus petit que le diamètre est petit										
p	12	16	20	26	37,5	44,5	58	12	15	19
s	8	10	12,5	17	24	29	38	8	10	12
φ_0	34 à 40				36 à 40		38 à 40	34 à 40		

On en déduit la vitesse périphérique maximale admissible pour une jante en matière considérée:

$$v_{max} \approx 10 \sqrt{\frac{[\sigma]_{tr}}{\gamma}} \text{ m/s.}$$

v_{max} *ne dépend donc pas des dimensions de la jante*, n'étant définie que par le poids unitaire de la matière γ (en kgf/dm^3), et la contrainte à la traction admissible pour la jante $[\sigma]_{tr}$ (en kgf/cm^2).

L'application des poulies en fonte est limitée par la vitesse périphérique de l'ordre de 30 à 35 m/s. Les poulies prévues pour la vitesse périphérique allant jusqu'à 25 m/s sont coulées en fonte de la nuance СЧ 12-28, pour les vitesses de 25 à 30 m/s, en fonte de la nuance СЧ 15-32, et de 30 à 35 m/s, en fonte de la nuance СЧ 21-40.

Les poulies de diamètre inférieur à 500 mm se font avec quatre rayons, jusqu'à 1 600 mm, avec six, et jusqu'à 2 000 mm, avec huit rayons. Lorsque la largeur de la jante $B \leqslant 300$ mm, on prévoit une rangée de rayons, et dans le cas d'une jante plus large, deux rangées.

La section des bras près du moyeu est calculée à la flexion suivant le couple conventionnel $\frac{FD}{2}$, réparti sur 1/3 du nombre total de rayons.

Parfois les poulies en fonte se font en deux parties (pour permettre l'assemblage sur un arbre entre les paliers ou les manchons ne devant pas subir le démontage, par exemple). Le mieux est de faire passer le plan de joint par les bras ; à cet effet, le nombre de bras doit être pair. Le grand axe de la section droite des bras par lesquels passe le plan de joint (fig. 14.8, *b*) se fait de 30 à 40 % plus grand que dans celle des autres bras ; le petit axe est le même pour tous les bras. Pour éliminer autant que possible les contraintes d'incurvation au droit des joints, les boulons de fixation ou, plus souvent, les goujons, sont placés le plus près possible de l'arbre et du centre de gravité de la poulie.

Dans les transmissions rapides avec mises en marche, arrêts et en général changements de vitesse fréquents, on emploie des poulies en alliages d'aluminium. Par rapport aux poulies en fonte, elles permettent de réduire les pertes d'énergie par démarrage et freinage proportionnellement au rapport des poids unitaires (de 2,5 à 2,7 fois) ou, pour les mêmes pertes, d'augmenter la vitesse proportionnellement à la racine carrée de la valeur de ce rapport (de 60 à 65 %).

Pour améliorer la sécurité d'accouplement d'une poulie avec un arbre, les poulies en alliages légers prévues pour des conditions de service pénibles (charges avec chocs, renversements fréquents, etc.) se font bimétalliques : la jante en alliage léger et le moyeu en fonte. Dans le cas de grandes poulies bimétalliques la diminution du poids par rapport aux poulies en fonte atteint 60 %. D'une façon analogue on réalise les poulies en matières plastiques.

Les poulies destinées aux machines spéciales fabriquées par unités sont de préférence soudées. On élimine ainsi les frais d'exécution des modèles et on réduit les délais de fabrication. De plus, à partir de 500 mm de diamètre, les poulies soudées sont plus légères que les poulies en fonte.

Dans les poulies soudées, la jante est obtenue par laminage à partir d'une bande d'acier, alors que le moyeu est exécuté à partir des laminés ronds ou d'une pièce de forge. Le moyeu est fixé à la jante par un disque dans le cas de jante d'une largeur allant jusqu'à 350 mm, et par deux disques lorsque sa largeur est

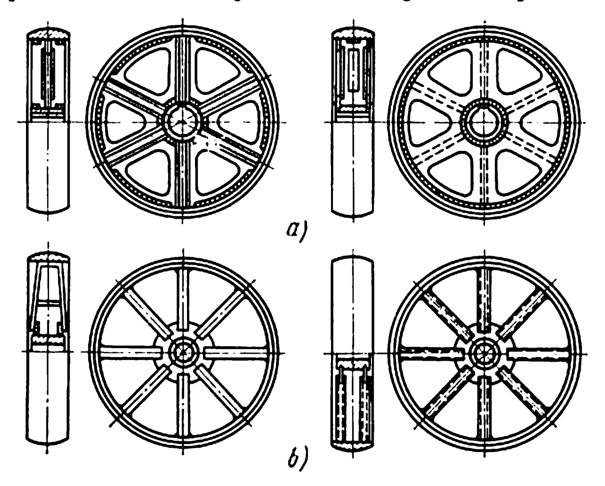


Fig. 14.12

plus grande. Pour diminuer le poids on découpe dans les disques des trous ronds ou piriformes et pour accroître la rigidité on prévoit des nervures fixées par soudage (fig. 14.12, *a*). Il arrive que les disques soient remplacés par des bras en acier plat ou en tubes (fig. 14.12, *b*). Les poulies à bras sont plus légères, mais comportent un plus grand nombre d'éléments et sont donc d'une fabrication plus compliquée que les poulies à disques.

Pour la fabrication des moyeux les normes prévoient l'acier de la nuance Cт. 5, et pour celle des disques et de la jante, l'acier de la nuance Cт. 3.

Pour les poulies soudées, on calcule la jante, les disques ou les bras, et les cordons de soudure solidarisant ces éléments entre eux et avec le moyeu.

Dans le cas d'une fabrication de masse, les *poulies à gorge* se font parfois par soudage à partir de disques estampés (fig. 14.13). Par rapport à bien d'autres constructions, ces poulies présentent l'avantage d'être flexibles dans le sens axial, en assurant ainsi une

distribution plus uniforme de la charge entre les courroies que dans le cas d'une poulie à jante coulée rigide.

Dans la fabrication des poulies à courroie trapézoïdale l'opération la plus délicate est celle de l'exécution des gorges, surtout lorsque leur nombre est grand et les spécifications de précision élevées. Dans la fabrication en masse et en grandes séries une économie importante est réalisée en utilisant des poulies en matières plastiques

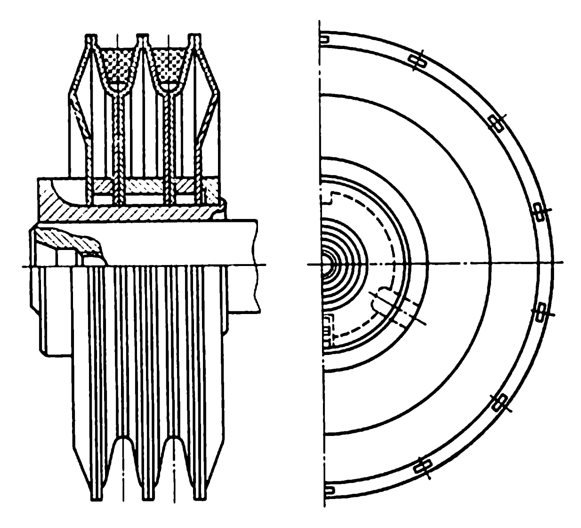


Fig. 14.13

(fibre, poudre à mouler, bois, textolite émietté.). Les gorges ainsi obtenues sont de formes exactes, bien finies et n'imposent d'usinage ultérieur.

Dispositifs de contrainte. Les dispositifs de contrainte forment trois groupes suivant leur conception et le principe de leur fonctionnement: 1) *chariots* et *plateaux oscillants*; 2) *galets tendeurs*; 3) *dispositifs à réglage automatique de la tension.*

Dans les dispositifs de contrainte les plus simples, le moteur électrique portant la poulie menante se déplace sur un chariot (fig. 14.14, *a*) ou oscille autour d'un axe (fig. 14.14, *b*). La tension de départ constante est obtenue en plaçant le moteur électrique sur un chariot articulé (fig. 14.14, *c*), alors que le bras nécessaire c est déterminé par la formule d'équilibre

$$Gc = T_2c_2 + T_1c_1.$$

Au besoin, le chariot reçoit à son extrémité libre une charge supplémentaire réalisée par un ressort ou un poids.

Dans les transmissions à entraxe permanent, les courroies sont tendues par des *galets tendeurs* (fig. 14.15), poulies montées folles à jante lisse serrée à la surface extérieure du brin *mené* de la courroie près de la petite poulie de la transmission.

Avant l'apparition des courroies trapézoïdales les galets tendeurs étaient l'unique moyen de réaliser avec une courroie plate des

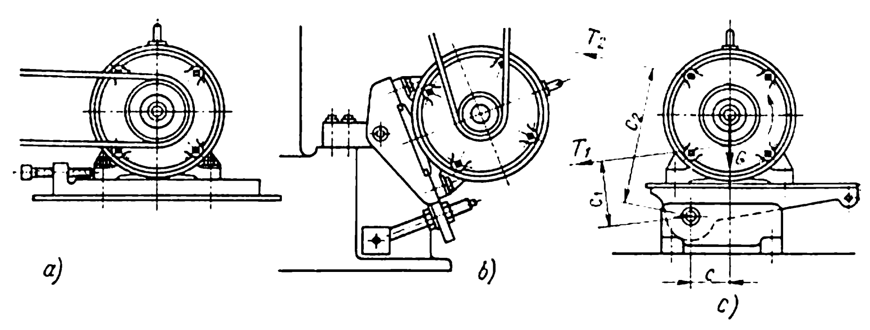


Fig. 14.14

rapports de transmission importants entre les arbres à petit entraxe. Cet effet est dû à l'augmentation de l'arc embrassé. Pourtant, l'utilisation des galets tendeurs présente également un inconvénient :

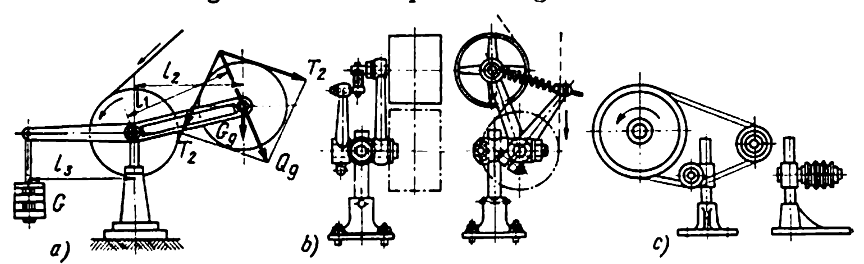


Fig. 14.15

ils provoquent une flexion supplémentaire de la courroie et, de plus, de sens opposé, ce qui accélère nettement l'usure de la courroie. Aussi, avec l'apparition des courroies trapézoïdales, susceptibles de résoudre le même problème sans galets tendeurs, ces derniers s'emploient beaucoup moins.

L'effet nocif de l'incurvation étant inversement proportionnel au rayon de cette incurvation et au temps entre deux incurvations successives, le diamètre du galet D_g ne doit pas être inférieur à celui de la petite poulie D_{min} de la transmission; la distance A_g entre les axes du galet et de la plus proche poulie (généralement la plus petite) ne doit pas être trop faible ; il est recommandé de poser $A_g \geqslant D_{min} + D_g$.

L'axe oscillant du galet est choisi de façon que l'allongement de la courroie augmente l'arc embrassé sur les poulies sans modifier, au possible, la tension de la courroie. La pression que le galet doit exercer sur la courroie est fournie par un contrepoids (fig. 14.15, *a*) ou un ressort (fig. 14.15, *b*).

Le poids G (ou l'effort d'un ressort) est défini par la relation d'équilibre :

$$Gl_3 - G_g l_2 - Q_g l_1 = 0,$$

où G_g est le poids du galet ;

l_1, l_2, l_3, les bras établis en partant d'un schéma de la transmission dressé à une certaine échelle ;

$Q_g = \overline{T}_1 + \overline{T}_2 = 2T_2 \sin \frac{\alpha_g}{2}$, la sollicitation du galet produite par la tension de la courroie ;

α_g, l'arc embrassé sur le galet par la courroie.

Dans les transmissions à variation brusque de charges, les galets tendeurs sont munis d'amortisseurs pour étouffer les vibrations du système.

Dans les transmissions par courroies trapézoïdales, il n'est pas nécessaire généralement d'augmenter l'arc embrassé. Dans ces cas, les galets ne s'emploient que pour réaliser la tension des courroies. En utilisant des galets à gorge trapézoïdale (fig. 14.15, *c*), il est donc possible d'éliminer l'incurvation de la courroie dans le sens opposé. Ce n'est que dans les cas exceptionnels qu'on fait appel à des galets tendeurs usuels à jante lisse.

Les dispositifs examinés précédemment (chariots, plateaux oscillants, galets tendeurs) ne permettent, dans le meilleur des cas, que d'obtenir et de maintenir constante la tension du brin mené. Or, la tendance générale dans le développement des constructions des transmissions par frottement est d'assurer un réglage automatique de la tension (des courroies, dans notre cas) en fonction de la charge réelle. Les dispositifs prévus à cet effet dans les transmissions par courroies s'emploient à une échelle toujours plus grande.

Le principe général de leur fonctionnement est schématisé sur la figure 14.16, *a*. Il consiste à utiliser le moment réactif du stator d'un moteur électrique ou d'une roue dentée.

Ainsi, lorsque le rotor d'un moteur électrique portant une poulie (fig. 14.16, *a*) tourne dans le sens des aiguilles d'une montre, son stator, oscillant autour d'un axe décalé d'une valeur c par rapport à l'axe de l'arbre, tend sous l'action du moment réactif à tourner dans le sens opposé à celui des aiguilles d'une montre. Dans ces conditions, l'axe du rotor avec la poulie se déplace à gauche augmentant ainsi l'entraxe et tendant la courroie.

La relation d'équilibre du système (fig. 14.16, *a*)

$$T_1\left(\frac{D}{2}-c\right)=T_2\left(\frac{D}{2}+c\right)$$

montre que la valeur de c (distance entre l'axe de rotation du rotor et l'axe d'oscillation du stator) peut toujours être choisie de façon telle que la relation des tensions T_1/T_2 assure un fonctionnement de la transmission sans patinage. Dans ces conditions, la modification de la charge (repos, démarrage, fonctionnement, marche à vide) entraîne la variation correspondante de la tension des brins.

Le principe général de la construction décrit dans ce qui précède permet de guider la conception de différents dispositifs de contrainte. Dans la construction de la figure 14.16, *b*, le couvercle avant du stator d'un moteur électrique comporte un disque excentrique à rainure

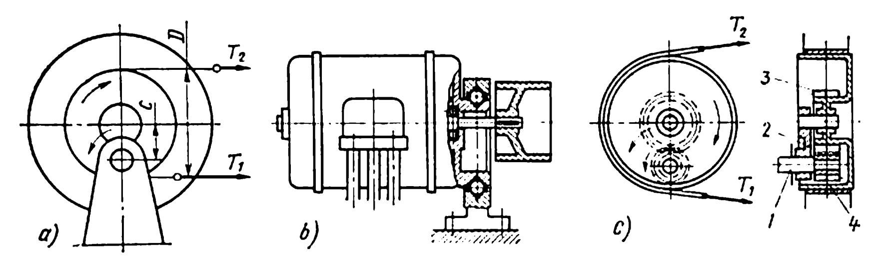


Fig. 14.16

où logent des billes. Le disque est placé sur un montant muni d'un logement analogue. La tension de la courroie est réalisée par le moment réactif agissant sur le stator du moteur électrique.

Une autre construction est donnée par la figure 14.16, *c*. Ici l'arbre *1* du moteur électrique porte clavetée une roue dentée menante *4* et un maillon *2* oscillant librement, sur l'axe duquel tournent le pignon *3* et la poulie à courroie solidarisée avec le pignon.

Lors de la rotation du rotor d'un moteur électrique dans le sens inverse des aiguilles d'une montre et de la poulie dans le sens des aiguilles d'une montre, un moment est produit par l'effort périphérique du pignon *4* dirigé dans le sens inverse à celui des aiguilles d'une montre qui agit sur le maillon basculant et crée dans la courroie une tension proportionnelle à la charge transmise.

CALCUL DES TRANSMISSIONS PAR COURROIE

Détériorations et critères de calcul. La détérioration d'une courroie est déterminée essentiellement par sa fatigue conditionnée par l'allure de variation des contraintes (fig. 14.4). C'est pourquoi la résistance à la fatigue d'une courroie définit sa longévité. L'étude

de la relation (14.13) montre que pour des transmissions par courroie usuelles (pour $v \leqslant 30$ m/s), les contraintes dominantes en valeur sont les contraintes d'incurvation; la longévité d'une courroie est donc déterminée en premier lieu par les contraintes de ce type.

Lorsque la capacité de traction est faible, la courroie patine et le fonctionnement normal de la transmission se trouve compromis.

Ainsi pour une transmission par courroie les *critères de calcul* principaux sont la *capacité de traction* qui traduit la sécurité de l'adhérence de la courroie à la jante de la poulie, et la *longévité de la courroie* qui, en service normal, dépend de sa résistance à la fatigue.

L'objectif de calcul d'une transmission par courroie dans le sens étroit du mot est de déterminer les dimensions de la courroie (ou des courroies) de commande en fonction des conditions de service imposées. Ce calcul fournit les charges et les dimensions principales nécessaires à la conception des éléments d'une transmission: poulies, dispositifs de contrainte, arbres et paliers.

Géométrie des transmissions par courroie. Pour effectuer le calcul d'une courroie, il faut connaître l'arc embrassé sur la petite poulie α et la longueur de la courroie L. Ces valeurs sont associées à l'entraxe des poulies A et à leurs diamètres D_1 et D_2 par de simples relations géométriques. Les formules de calcul de α et de L des transmissions les plus courantes sont indiquées dans le tableau 14.6. Pour des transmissions plus compliquées, et notamment, pour celles à deux et plus de poulies menantes, les valeurs de α et de L peuvent être établies plus aisément et avec une précision suffisante par la méthode graphique d'après le schéma de la transmission dressé à une certaine échelle.

Les diamètres des poulies sont conditionnées par l'encombrement imposé de la transmission; le rapport de transmission prévu; le diamètre minimal de la petite poulie, défini d'une part par la relation h/D_{min}, et de l'autre, par v_{max} pour le type de courroie donné. Le calcul des diamètres des poulies s'effectue dans l'ordre suivant:

1. Choisir le type de la courroie et son épaisseur h et déterminer le diamètre minimal recommandé de la poulie (voir les tableaux 14.3 et 14.5), menante (D_1), par exemple.

2. Etablir le diamètre de la poulie associée à l'aide de la relation (14.6).:

3. En partant des valeurs de D_1 et de D_2 ainsi que de l'entraxe A des poulies imposé par la construction de la machine, établir le croquis (schéma) de la transmission à une certaine échelle, compte tenu de la place nécessaire pour le dispositif de contrainte, et comparer l'encombrement ainsi obtenu avec l'encombrement imposé.

4. Si l'encombrement imposé le permet, augmenter la capacité de traction et la longévité de la courroie en augmentant les diamètres des poulies, tout en veillant à ce que la vitesse maximale recommandée pour le type de courroie considéré ne soit pas dépassée (voir les tableaux 14.3 et 14.5).

15—01250

Tableau 14.6

Schématisation des transmissions à courroie les plus usuelles

Schéma de la transmission	D_1, D_2, A, α	D_1, D_2, A, α	D_1, D_2, A	D_1, D_g, C, A_g, E, D_2, α, γ, A
Arc embrassé par la courroie sur la petite poulie	$\alpha \approx 180° - \frac{D_2 - D_1}{A} 60°$	$\alpha \approx 180° + \frac{D_2 + D_1}{A} 60°$	$\alpha \approx 180° + \frac{D_1}{A} 60°$	$\alpha \approx 180° - \frac{D_2 - D_1}{2A} 60° + \frac{D_1 + D_g - 2E}{2A_g}$
Longueur géométrique de la courroie (sans tenir compte de la tension et de la flèche)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1^2 + D_2^2)}{2A}$	$L = (A + A_g + C) + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_g)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_g)^2}{8C} - \frac{E}{A_g}\left(\frac{D_1 + D_g}{2}\right) - \frac{E}{C}\left(\frac{D_2 + D_g}{2}\right)$

5. Le choix des diamètres des poulies doit être guidé par les normes relatives aux poulies à courroies, en arrondissant les valeurs établies par calcul, en règle générale celle de D_1, jusqu'à la valeur voisine par défaut.

Calcul de la capacité de traction des courroies. Le facteur déterminant la capacité de traction d'une transmission est la tension de départ T_0 ou la contrainte σ_0.

Des relations (14.7), (14.9) et (14.10)

$$F = 2\varphi T_0 \text{ et } k = 2\,\varphi\sigma_0 \qquad (14.15)$$

on voit que k est proportionnel à σ_0, et c'est pourquoi il est plus avantageux de choisir les valeurs les plus grandes possible de σ_0. Or, l'expérience montre qu'il existe une certaine valeur optimale de σ_0. Lorsque la tension de la courroie est supérieure à σ_0, elle diminue quand même, après quelques heures de travail, par suite de l'allongement de la courroie et atteint à peu près sa valeur de départ. Des allongements multiples ne peuvent qu'accélérer la rupture de la courroie. Cette propriété des courroies qui s'explique par leur structure fibreuse rend défavorable la tension de départ supérieure à $\sigma_0 = 18$ kgf/cm² pour toutes les courroies plates, à $\sigma_0 = 12$ à 18 kgf/cm² pour les courroies trapézoïdales normales et à $\sigma_0 = 30$ à 35 kgf/cm² pour les courroies étroites. Ces valeurs de σ_0 ont été obtenues empiriquement, les conditions des essais étant les suivantes : transmission par courroie droite, poulies en fonte, charge constante, vitesse de la courroie $v = 10$ m/s, arc embrassé $\alpha = \pi$, coefficient de traction $\varphi = \varphi_0$.

Le recalcul des valeurs de la tension utile pour les conditions différentes de celles indiquées ci-dessus se fait suivant la relation

$$k = k_0 c_0 c_v c_\alpha c_r, \qquad (14.16)$$

où c_0 est le coefficient qui tient compte des conditions de la tension de la courroie (tableau 14.7) ;

c_v, le coefficient qui tient compte de l'écart de la vitesse de la transmission étudiée de $v = 10$ m/s (tableau 14.8) ;

c_α, le coefficient d'arc embrassé qui tient compte de l'écart de cet arc de $\alpha = \pi$ (tableau 14.9) ;

c_r, le coefficient de régime de travail et de la dynamique de la charge (tableau 14.10).

La capacité de traction d'une courroie est également fonction des contraintes de flexion et de la pression spécifique entre la courroie et la jante. Les contraintes provoquent l'allongement de la courroie, alors que la pression agit sur l'adhérence de la courroie à la poulie. Ces actions sont prises en compte par l'expression

$$k_0 = a - w\frac{h}{D}, \qquad (14.17)$$

Tableau 14.7

Valeurs du coefficient c_0 qui tient compte des conditions de la tension de la courroie

Transmission	Coefficient C_0 pour un angle de pente de l'axe de la transmission à l'horizon		
	0 à 60°	60 à 80°	80 à 90°
Réglage automatique de la tension de la courroie	1,0	1,0	1,0
A galet tendeur ou transmission simple ouverte (à réglage périodique de la tension ou à correction du jonctionnement)	1,0	0,9	0,8
Croisée	0,9	0,8	0,7
Semi-croisée ou semi-croisée à galets de guidage	0,8	0,7	0,6

Tableau 14.8

Coefficient de vitesse c_v

Vitesse de la courroie, m/s		1	5	10	15	20	25	30
c_v	courroies plates	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
	courroies trapézoïdales	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

Tableau 14.9

Coefficient d'arc embrassé c_α

Arc embrassé α°		80	120	140	160	180	200
c_α	courroies plates	—	0,82	0,88	0,94	1,0	1,12
	courroies trapézoïdales	0,62	0,83	0,90	0,96	1,0	1,08

Tableau 14.10

Valeurs du coefficient c_r du régime de travail et de la charge dynamique

Charge	Types de machines	Coefficient c_r
Calme. Démarrage à 120% de la normale	Génératrices. Ventilateurs. Pompes centrifuges et compresseurs. Transporteurs à bandes. Machines-outils à coupe continue : tours, perceuses, rectifieuses	1,0
Variations de charge modérées. Démarrage à 150% de la normale	Pompes à pistons et compresseurs à trois cylindres et plus. Transporteurs à éléments articulés. Machines-outils automatiques, fraiseuses	0,9
Variations de charge importantes. Démarrage à 200% de la normale	Commandes avec renversement de la vitesse. Raboteuses et mortaiseuses. Pompes à pistons et compresseurs à un ou deux cylindres. Transporteurs à vis et à raclettes. Elévateurs. Presses à vis et à excentrique à volant relativement lourd	0,8
Charges très irrégulières et par chocs. Démarrage à 300% de la normale	Ascenseurs, excavateurs, dragues, presses à vis et à excentrique à volant relativement léger. Cisailles, marteaux-pilons, rouleaux, moulins.	0,7

où a et w sont des constantes données par l'étude des données expérimentales; leurs valeurs pour les divers types de courroies sont données dans les tableaux 14.3 et 14.5.

Après avoir calculé k_0 d'après la formule (14.17) et k d'après la formule (14.16), on trouve la largeur de la courroie plate:

$$b=\frac{F}{kh}. \tag{14.18}$$

La valeur de b est arrondie jusqu'à la valeur normalisée voisine.

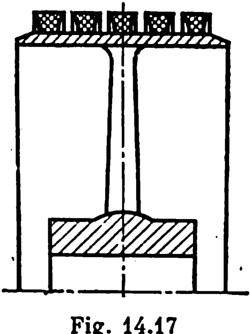
Pour les courroies trapézoïdales, on choisit d'abord le profil puis, suivant les constantes a et w, les coefficients k_0 et k de ce profil, et enfin, le nombre de courroies

$$z=\frac{F}{kS}, \tag{14.19}$$

où S est la surface d'une courroie.

Pour abréger les calculs intermédiaires, les ouvrages de référence donnent les valeurs de F_1 par courroie trapézoïdale ou par 1 cm de largeur des courroies plates, calculées d'après les formules indiquées ci-dessus.

La capacité de traction d'une courroie est, en règle générale, limitée par les conditions de son adhérence à la petite poulie sur laquelle les valeurs de l'arc embrassé sont plus faibles et la relation h/D moins favorable. Dans ces conditions, la grande poulie présente toujours une marge d'adhérence d'autant plus grande que la différence entre les diamètres des poulies menante et menée est plus importante. En cherchant à mettre en valeur cette marge, on a abouti à concevoir une transmission par courroie trapézoïdale plate: dans ce cas-là, la courroie trapézoïdale travaille sur la petite poulie comme d'habitude dans la gorge trapézoïdale, en développant toute la capacité de traction possible, alors que sur la grande poulie elle travaille comme une courroie plate, par sa surface inférieure appliquée à la jante (fig. 14.17). Une telle transmission s'emploie pour des rapports de $i \gg 3$ et aussi dans le cas où elle peut réduire nettement le prix de fabrication d'une grande poulie.


Fig. 14.17

Calcul de la longévité des courroies. Il n'existe pas encore de mode de calcul théoriquement fondé qui tiendrait compte de tous les facteurs essentiels susceptibles d'influencer la longévité des courroies. Les renseignements fournis par les études réalisées ne permettent que de donner une évaluation approchée de l'influence des contraintes périodiques et de l'échauffement d'une courroie sur sa longévité.

Les variations des contraintes les plus importantes ont surtout lieu lorsque les courroies contournent les poulies. On peut donc dire qu'au cours d'un cycle complet (une course de la courroie), les contraintes se modifient autant de fois que la transmission compte de poulies et de galets. Pourtant, on ne connaît pas encore le principe qui régit l'accumulation des dégradations de fatigue dans une courroie contournant des poulies de diamètres différents et qui provoque en définitive la rupture de la courroie. Tant qu'un modèle suffisamment fondé de totalisation des défaillances n'est pas établi, le calcul doit se faire à partir des contraintes σ_{max} apparaissant lors du contournement de la petite poulie, c'est-à-dire à partir de l'élément du cycle le plus pénible pour la courroie. Quelle que soit la charge, la courroie se détériore après un nombre de cycles suffisamment grand.

L'équation de longévité générale peut s'écrire:

$$\sigma_{max}^{m} \cdot 3600uxH = \sigma_{f}^{m} N_{b},$$

d'où l'on tire l'expression pour le calcul de la longévité :

$$H = \frac{N_b}{3600ux}\left(\frac{\sigma_f}{\sigma_{max}}\right)^m \text{h}, \qquad (14.20)$$

où N_b est la base des essais de fatigue posée égale à 10^7 alternances;
σ_f, la limite d'endurance qui correspond au nombre d'alternances N_b, déterminé d'après la courbe de Wöhler;
σ_{max}, la contrainte maximale dans la courroie déterminée d'après l'expression (14.13);
u, le nombre de courses de la courroie par seconde (égal au quotient de la vitesse de la courroie en m/s par sa longueur en m, $u = v/L$);
x, le nombre des poulies de la transmission.

L'étude des résultats publiés et fournis par ses propres recherches a autorisé l'Institut de recherches expérimental des machines-outils de recommander les valeurs moyennes suivantes de m et de σ_f : pour les courroies plates (caoutchoutées et en coton) $m = 6$; pour les courroies trapézoïdales $m = 8$; les limites de fatigue pour le nombre d'alternances $N_b = 10^7$ approximativement : pour les courroies plates caoutchoutées $\sigma_f = 60$ kgf/cm²; pour les courroies plates en coton $\sigma_f = 30$ kgf/cm²; pour les courroies trapézoïdales $\sigma_f = 90$ kgf/cm².

L'influence de l'échauffement sur la longévité de la courroie peut être appréciée de la façon suivante. Lorsque la température de la courroie devient stationnaire (après un certain temps de fonctionnement), toute la chaleur est dégagée dans le milieu ambiant. Le bilan thermique est alors défini par les relations (14.14) et (2.38).

$$P_\delta = S_{ref} k_m \Delta t = Svk_p,$$

où k_m est le coefficient de transfert de la chaleur.

D'où la différence de température entre la courroie et le milieu;

$$\Delta t = \frac{Sv}{S_{ref} k_m} k_p \qquad (14.21)$$

La relation entre la surface de la section de la courroie S et sa surface extérieure S_{ref} :

pour les courroies plates

$$\frac{S}{S_{ref}} = \frac{bh}{2(b+h)L} \approx \frac{h}{2L}, \qquad (14.22)$$

puisque $h \ll b$;

pour les courroies trapézoïdales ($\varphi_0 = 40°$; $b = 1,6h$)

$$\frac{S}{S_{ref}} = \frac{0,8bh}{2,9bL} \approx \frac{h}{3,6L}. \qquad (14.23)$$

L'expression (14.21) peut donc s'écrire :

$$\Delta t = \frac{v}{L} \frac{hk_p}{(2;\ 3,6)\, k_m} = u \frac{hk_p}{(2;\ 3,6)\, k_m}. \qquad (14.24)$$

On voit donc que, les autres conditions étant égales, la température est proportionnelle à la valeur u.

L'effet d'échauffement explique pourquoi la longévité des courroies est fonction non seulement des variations périodiques des contraintes, mais encore de la fréquence de leurs cycles.

Si les valeurs k, σ_0 et h/D_1, dont dépend k_p, sont choisies suivant les recommandations usuelles, la seule valeur qui détermine l'échauffement de la courroie est u, ce qui est confirmé par l'expérience. On sait qu'à partir de $u \approx 2$ à 3, l'échauffement de la courroie produit une influence essentielle sur sa longévité. Lorsque $u \geqslant 10$, la durée de service même des meilleures courroies en soie diminue jusqu'à quelques heures.

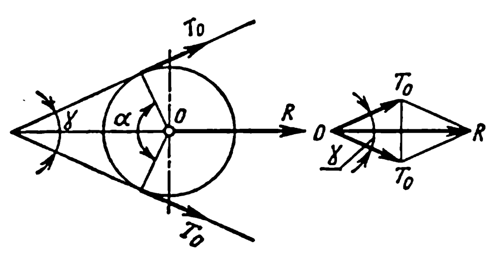


Fig. 14.18

Les nouvelles normes relatives aux courroies trapézoïdales établies après 1960 prévoient des essais de longévité. Ainsi, pour les courroies trapézoïdales étroites, le volume de travail garanti, traduit par le nombre total de courses pendant l'essai, est

$$\frac{v}{L} T \cdot 3600 \approx 7 \cdot 10^6 \text{ courses};$$

ici v est la vitesse de la courroie en m/s;

L, la longueur en m;

T, la durée de l'essai en h.

Les valeurs de v, L et d'autres paramètres de ces épreuves sont rigoureusement réglementées. Les résultats obtenus permettent de dresser le schéma de calcul de la longévité des transmissions par courroie.

Sollicitations des arbres. La sollicitation qu'exerce une transmission par courroie sur les arbres est égale à la somme géométrique des tensions des brins de la courroie. Sans tenir compte de la différence entre les tensions des brins, la sollicitation des arbres se calcule approximativement d'après la relation (fig. 14.18):

$$F = 2T_0 \sin\frac{\alpha}{2} = \frac{F}{\varphi} \sin\frac{\alpha}{2}. \qquad (14.25)$$

Pour une transmission à courroie plate à tension réglable

$$\varphi = \varphi_0 \approx 0{,}5 \quad \text{et} \quad R = 2F \sin\frac{\alpha}{2}. \qquad (14.26)$$

Pour une transmission à courroie trapézoïdale,

$$\varphi = \varphi_0 \approx 0{,}7 \quad \text{et} \quad R = 1{,}5F \sin\frac{\alpha}{2}. \qquad (14.27)$$

Dans les transmissions ne prévoyant pas le réglage de la tension, la pose de la courroie doit s'effectuer avec une tension préalable 1,5 fois environ supérieure à la tension optimale ; c'est pourquoi la sollicitation maximale des arbres de telles transmissions généralement par courroie plate, immédiatement après la pose de la courroie, est

$$R_{max} = 1{,}5R \approx 3F \sin\frac{\alpha}{2}. \qquad (14.28)$$

L'arc embrassé α usuel est de 120° au moins. C'est pourquoi, pour les calculs préliminaires, on peut omettre dans les formules (14.25) à (14.27) le terme $\sin \alpha/2$, (c'est-à-dire le remplacer par 1) ; l'erreur par excès dans ces conditions ne dépasse pas 15%.

Ordre des opérations pour le calcul des transmissions par courroie plate. 1. Choisir le type de la courroie en partant des impératifs de fonctionnement et des caractéristiques des courroies fabriquées par les entreprises nationales (voir p. 225).

2. Déterminer les diamètres des poulies, l'entraxe et les arcs embrassés (voir p. 225).

3. Déterminer l'épaisseur et la largeur de la courroie par calcul de la capacité de traction (voir p. 229). Les annexes aux normes sur les courroies et les ouvrages de référence donnent directement les efforts et les puissances transmises par l'unité de largeur de la courroie (en cm).

Si les dimensions obtenues sont inacceptables, on reprend le calcul en modifiant le type de courroie, son épaisseur et les diamètres respectifs des poulies.

4. Vérifier la longévité de la courroie (voir p. 231). Cette vérification est nécessaire pour comparer plusieurs variantes des transmissions, lorsque le délai de service est imposé ou l'encombrement limité, ou d'autres spécifications de fonctionnement sont à respecter.

5. Déterminer les charges agissant sur les arbres de la transmission (p. 232).

6. Calculer les dispositifs de contrainte et autres pièces.

Ordre des opérations pour le calcul d'une transmission à courroie trapézoïdale. 1. Choisir le profil de la courroie. Les valeurs recommandées à cet effet sont données dans le tableau 14.11 emprunté à la norme.

2. Déterminer les diamètres des poulies et l'entraxe (voir p. 226), les vitesses admissibles maximales des courroies et les diamètres minimaux des poulies (voir tableau 14.5).

3. Déterminer la longueur de la courroie et l'arrondir jusqu'à la valeur normalisée voisine (voir p. 226 et tableau 14.6).

Tableau 14.11

Sections recommandées des courroies trapézoïdales en fonction de la puissance de la transmission et de la vitesse de la courroie

Puissance de la transmission $\mathcal{P}$, *kW*	Sections recommandées, la vitesse de la courroie étant v, m/s		
	jusqu'à 5	5 à 10	plus de 10
Jusqu'à 1 inclus	O, A	O, A	O
De 1 à 2	O, A, Б	O, A	O, A
» 2 à 4	A, Б	O, A, Б	O, A
» 4 à 7,5	Б, В	A, Б	A, Б
» 7,5 à 15	В	Б, В	Б, В
» 15 à 30	—	В	В, Г
» 30 à 60	—	Г, Д	В, Г
» 60 à 120	—	Д	Г, Д
» 120 à 200	—	Д, Е	Г, Д
200	—	—	Д, Е

N o t e : Parmi plusieurs sections recommandées pour les conditions imposées, il convient d'abord de choisir la section inférieure et ne passer aux suivantes que dans le cas où le nombre de courroies est excessif : plus la relation $\frac{D}{h}$ est grande, plus la longévité des courroies est grande elle aussi.

4. Préciser suivant la longueur choisie l'entraxe établi précédemment.

5. Déterminer l'arc embrassé sur la petite poulie (voir p. 225 et tableau 14.6).

6. Définir le nombre de courroies en partant de la capacité de traction (voir p. 229). Les annexes à la norme et les ouvrages de référence donnent directement les puissances transmises par une courroie

en fonction de la vitesse, du diamètre de la poulie et d'autres spécifications.

Si le nombre de courroies obtenu est excessif, on reprend le calcul en choisissant un autre profil de la courroie et en modifiant respectivement les diamètres des poulies.

7. Déterminer les sollicitations agissant sur les arbres de la transmission (p. 232).

8. Calculer les dispositifs de contrainte et autres pièces qui imposent leur calcul.

CHAPITRE 15

Engrenages

GÉNÉRALITÉS

Agencement. Dans les engrenages (fig. 15.1), la transmission du moment de rotation de l'arbre menant à l'arbre mené est réalisée grâce

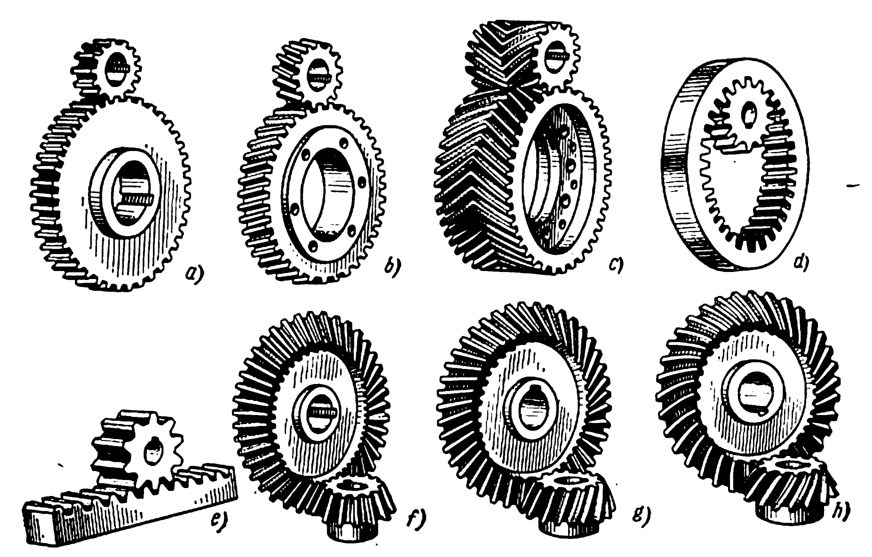


Fig. 15.1

à la pression que les dents du pignon exercent sur les dents de la roue dentée. Pour que ce rapport soit constant, les profils des dents du pignon et de la roue doivent être conjugués. Cette condition est observée si l'engrènement des dents des engrenages avec celles d'une

crémaillère de référence est régulier. Le profil des dents d'une telle crémaillère de référence, déterminé par le type d'engrenage, s'appelle *profil de référence*. Le choix des paramètres du profil de référence est guidé par la nécessité d'assurer la résistance maximale des dents.

La denture la plus usitée en construction mécanique est celle à *développante de cercle*. La forme et les paramètres du profil de ce type de roues (fig. 15.2, *a*) sont déterminés par les normes nationales.

C'est un profil droit (fig. 15.2, *a*) dont les parties se trouvant de part et d'autre de la ligne de référence *a-a* sont de même longueur;

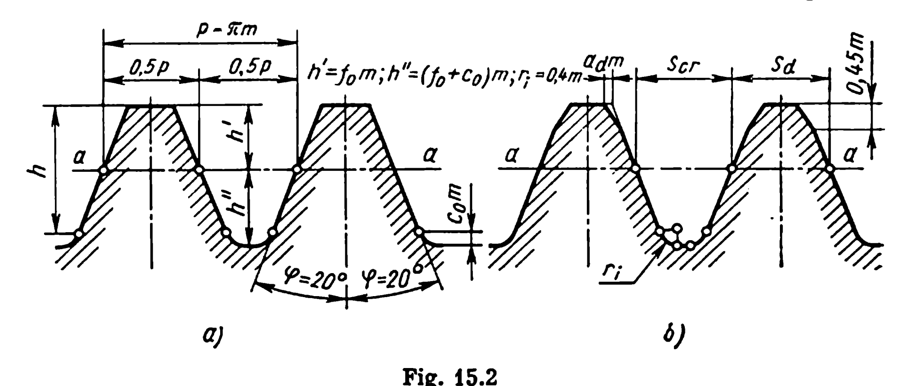


Fig. 15.2

la ligne de référence est celle le long de laquelle les largeurs de la dent et de l'entredent sont égales. Les flancs des dents à profil de référence forment avec la verticale un angle $\varphi = 20°$, dit ***angle de pression***.

Le pas de la crémaillère est défini par la relation:

$$p = \pi m \text{ mm.} \qquad (15.1)$$

où m est le module en mm.

Les normes prévoient deux séries de valeurs des modules de 0,05 à 100 mm, la préférence devant aller à la première de ces séries. Les modules les plus employés sont 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 32; 40.

Les dimensions du profil de référence sont définies en fonction du module; le coefficient de la hauteur de tête adopté $f_0 = 1$, alors que celui du vide (jeu radial à fond de dent) $c_0 = 0,20$.

Lorsque la vitesse périphérique dépasse une certaine limite, les normes prévoient pour les roues cylindriques à denture extérieure un profil de référence dont les dents sont dépouillées au sommet d'une valeur $a_d m$ (fig. 15.2, *b*) déterminée par la précision de la transmission et le module.

Dans le cas des dentures hélicoïdale et à chevrons, les paramètres du profil de référence (sauf certains cas particuliers) sont observés pour la section normale de la dent.

Dans de nombreuses industries mécaniques (construction d'automobiles, de tracteurs, constructions aéronautique et navale) on emploie des profils de référence spéciaux qui tiennent compte des particularités de ces branches industrielles. L'augmentation de la résistance de la transmission obtenue par l'application d'un angle de pression plus important entraîne l'utilisation toujours plus grande de crémaillè-

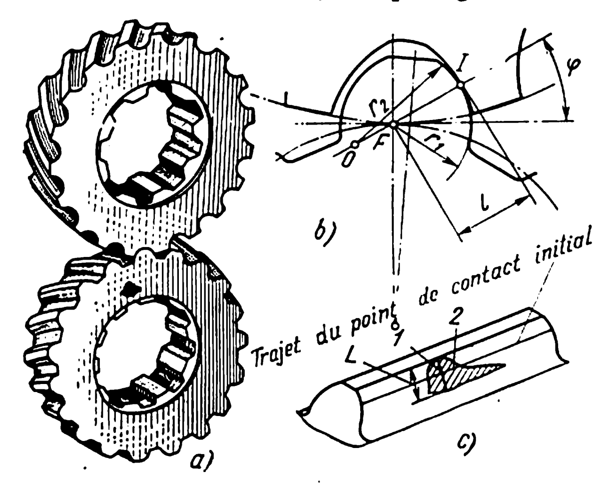


Fig. 15.3

res à angle $\varphi > 20°$; dans les réducteurs des avions, par exemple, les valeurs de φ atteignent 25° et même 28°, mais avec une hauteur réduite de la dent $f_0 = (0,9$ ou $0,8)$.

Pour augmenter la durée de la transmission de la charge par deux couples de dents, on recourt parfois aux profils de référence dont les dents ont un coefficient de hauteur de tête accru : $f_0 = 1,25$ à $1,3$.

Les engrenages *à développante de cercle et à développante hélicoïdale de Novikov* (fig. 15.3) proposés en 1955 sa font avec une ligne d'engrènement (dents du pignon convexes, celles de la roue, concaves) ou à deux lignes d'engrènement (dents du pignon et de la roue convexes-concaves). Les relations entre les rayons de courbure et les autres dimensions des dents assurant l'obtention des caractéristiques les plus avantageuses de la transmission sont déterminées par le profil de référence. Les flancs du profil des dents dans la section normale (l'engrenage ne peut être qu'hélicoïdal) d'une transmission à une ligne d'engrènement (fig. 15.4, *a*) sont délimités par les arcs de cercle à rapport des rayons $r_2 = 1,1\ r_1$. Le profil de référence recommandé pour les transmissions à deux lignes d'engrènement est représenté sur la figure 15.4, *b* (L.R. signifie ligne de référence).

Avantages et inconvénients. Une large extension des engrenages dans les machines les plus variées (machines-outils, voitures de tou-

risme et camions, appareils de levage et de manutention, laminoirs, installations motrices des navires, etc.) est due à leur faible encombrement, rendement élevé, simplicité et sécurité en service (cf. p. 209).

Un avantage important des transmissions à développante de cercle est qu'elles rendent possible la *correction* des roues et permettent ainsi d'obtenir des caractéristiques les plus élevées pour un poids minimal. Le principe de la correction d'un engrenage à développante

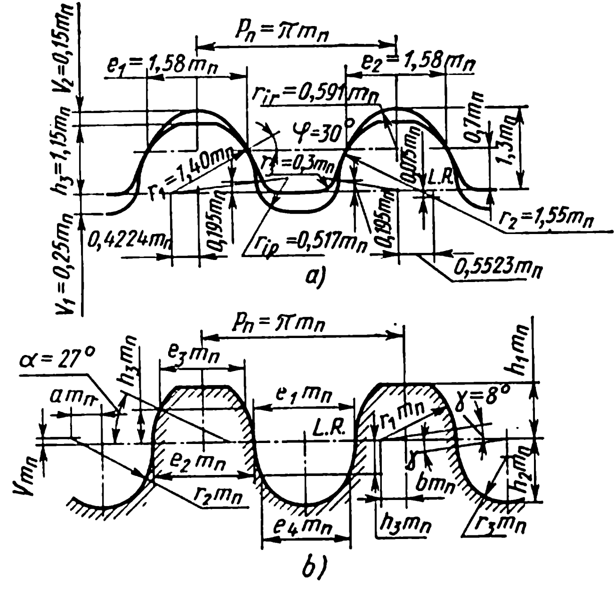


Fig. 15.4

consiste à modifier telle ou telle caractéristique de l'engrènement en fonction des spécifications imposées, en utilisant pour tracer le profil actif des dents des secteurs différents de la développante du cercle de base considéré. Les paramètres de correction principaux sont les *coefficients de déport* ou *déport* tout court (δ_1 pour le pignon et δ_2 pour la roue) qui déterminent la valeur de déport de l'outil δm par rapport à l'ébauche à la fin du taillage de la denture. La modification de ces coefficients entraîne celle des dimensions relatives des dents (fig. 15.5).

Si la distance entre la ligne de référence de la crémaillère *a-a* et le centre de la roue est supérieure au rayon du cercle primitif r_p le coefficient de déport δ est dit positif, il est dit négatif dans le cas inverse.

Un choix approprié des coefficients de déport de la crémaillère permet d'augmenter la capacité de charge de la transmission et

de l'« inscrire » dans l'entraxe imposé en conservant le rapport prévu. Une correction positive de la roue ($\delta > 0$) permet de parer à l'interférence des dents et de tailler des engrenages au nombre de dents plus petit que 17 (l'angle de pression étant $\varphi = 20°$). Toutefois, l'augmentation du déport peut réduire l'épaisseur de la dent au sommet; la valeur maximale de δ est donc limitée par les conditions d'amincissement des dents. L'épaisseur minimale au sommet de la dent est adoptée généralement (fig. 15.5) $e_{e\,min} = (0,2 \text{ à } 0,4)\, m$. Dans les roues taillées avec de grands déports positifs, la valeur du coefficient de conduite ε diminue brusquement; c'est pourquoi souvent le coefficient de déport ne peut être augmenté au-delà de la valeur admissible minimale $\varepsilon_{min} = 1,1$.

Les limites du choix des coefficients de déport des roues peuvent être matérialisées par des courbes établies en coordonnées $\delta_1 - \delta_2$; chacune de ces courbes correspond alors aux valeurs admissibles des caractéristiques de l'engrènement ($l_{e\,min}$, ε_{min}, etc). L'ensemble de ces courbes établies pour les diverses combinaisons des nombres de dents des roues d'une transmission délimite le domaine du choix rationnel des valeurs du coefficient de déport.

La correction des roues s'emploie surtout pour des engrenages à denture droite; elle est plus rare dans le cas des dentures hélicoïdales.

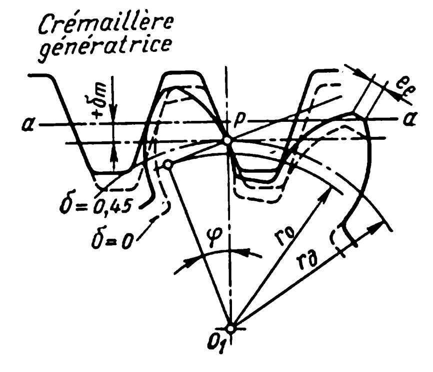


Fig. 15.5

Les engrenages à développante de cercle présentent deux inconvénients essentiels. En premier lieu, les rayons de courbure des profils de leurs dents, qui influent sensiblement sur la capacité de charge de la transmission suivant la condition de la résistance au contact (cf. p. 251), dépendent des diamètres des roues et de l'angle de pression φ. S'il faut transmettre une charge accrue, il convient d'augmenter les rayons de courbure des profils des dents, ce qu'on peut obtenir en augmentant soit l'angle de pression, soit les diamètres des roues. La correction permet d'augmenter la capacité de charge dans des limites définies. Il ne reste donc qu'une voie, celle d'augmenter les diamètres des roues, ce qui entraîne l'augmentation de l'encombrement de la transmission.

Leur second inconvénient résulte du contact linéaire des dents en prise (cf. p. 263). Il en résulte que le manque de précision dans le positionnement des arbres ou dans l'orientation des dents, ainsi que la déformation des arbres et des paliers, rendent irrégulière la distribution de la charge le long des lignes génératrices de contact.

Dans l'engrenage Novikov, les rayons de courbure des dents convexes et concaves ne dépendent pas des diamètres des roues, et le contact linéaire est remplacé par le contact initialement ponctuel. Après rodage, le contact s'étend suivant la hauteur de la dent pour former une bande *1* presque perpendiculaire à la direction de la dent (cf. fig. 15.3, *b*). Les rayons de courbure des surfaces des dents étant grands, la plage de contact 2, dans le plan perpendiculaire à la ligne de contact, s'étend sous charge sur une aire considérable le long de la dent. La grande vitesse avec laquelle la plage de contact se déplace le long des dents contribue à la formation entre les dents d'un film d'huile stable. Aussi, les charges que les engrenages Novikov peuvent supporter sont beaucoup plus grandes que celles des engrenages à développante.

Le contact qui s'établit suivant une tache couvrant une partie du flanc des dents rend les engrenages moins sensibles aux imprécisions de fabrication et aux déformations des pièces. En même temps, à la différence d'une transmission à développante de cercle, celle de Novikov est plus sensible aux erreurs d'entraxe.

Classification. Les engrenages et les roues dentées peuvent être classés selon les facteurs variés. La position relative des arbres détermine la différence entre les engrenages *cylindriques* (arbres parallèles) (cf. fig. 15,1,*a*,*b*,*c*,*d*) et *coniques* (arbres concourants) (fig. 15.1,*f*,*g*,*h*). D'après le nombre d'étages de vitesses, ces transmissions peuvent être à *une vitesse* ou à *vitesses multiples*; d'après l'allure relative du mouvement des arbres : *alignées* ou *planétaires* (cf. p. 355) ; d'après l'exécution de la denture, à denture *extérieure* (fig. 15.1,*a*,*b*,*c*) ou *intérieure* (fig. 15.1,*d*) ; elles peuvent se distinguer par la construction du carter (transmissions *ouvertes* ou *fermées*) ; par la disposition des dents par rapport à la génératrice de la roue (*dentures droite*, *hélicoïdale*, *à chevrons*, *spirale*), (fig. 15.1,*a*,*b*,*c*,*h*) ; par la précision de fabrication qui compte 12 degrés (avec l'augmentation du numéro la précision diminue). On utilise couramment les systèmes roue-crémaillère pour transformer le mouvement rotatif en mouvement alternatif et inversement (fig. 15.1,*e*).

Principes théoriques et fonctionnement des engrenages

Processus de transmission de la charge par un engrenage à développante de cercle. Pendant le fonctionnement d'une transmission, le contact d'une dent de la roue menante avec une dent de la roue menée s'amorce au pied de la dent menante et au sommet de la dent menée (fig. 15.6, *a*). L'engrènement s'effectue sur toute la largeur des dents à la fois. Pour que la transmission de la rotation à l'arbre mené soit continue, l'attaque du couple suivant doit se produire avant la fin de prise du couple précédent. Cette condition est observée si le *coefficient de conduite*, qui est le rapport de l'arc d'engrènement (l'arc

à la valeur duquel tournent les roues pendant le contact du couple de dents considéré) au pas sur cet arc $\varepsilon > 1$. Par conséquent, dans la période initiale d'engrènement d'un couple de dents $1_1 - 1_2$ (dans le secteur *ab* de la ligne d'engrènement, fig. 15.6, *a*), le couple $2_1 - 2_2$ en contact arrive en fin de prise. Il en résulte que dans la zone d'engrènement de deux couples de dents (secteurs *ab* et *cd* de la ligne

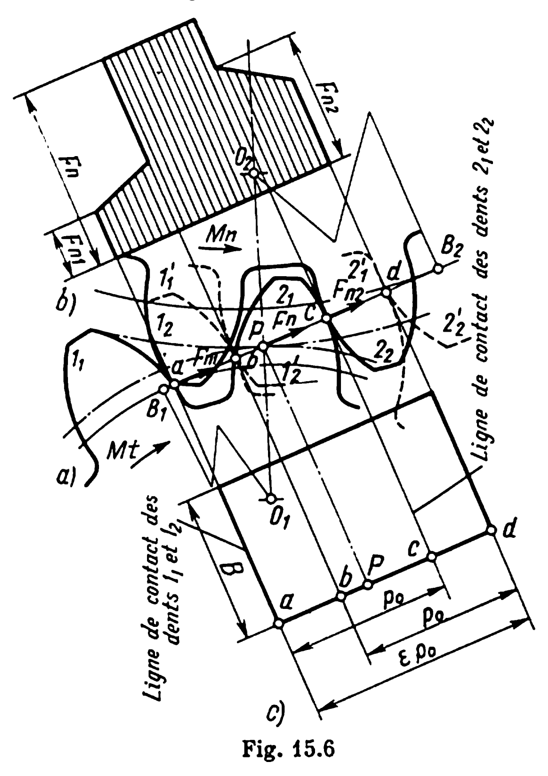


Fig. 15.6

d'action), la charge F_n est transmise pendant un certain temps par deux couples de dents suivant deux lignes de contact dont les longueurs sont égales à la largeur de la couronne la plus étroite du couple.

Si l'on suppose que le pas primitif p_0 et le profil des dents sont exécutés avec une grande précision, la distribution de la charge normale entre les couples des dents en prise simultanée est proportionnelle à la rigidité de ces couples dans le sens de la ligne d'action.

On appelle rigidité d'un couple de dents la charge en kgf qui provoque le déplacement du point de contact de 1 cm, sa grandeur étant inversement proportionnelle aux déformations de compression de contact, de cisaillement et de flexion des dents. La valeur de ces déformations dépend de la position du point de contact sur le profil

de la dent, de la forme de la dent, du matériau de la roue, etc. Le point d'application de la force et sa direction par rapport à la dent dépendent de la position du point de contact sur la ligne d'action, c'est-à-dire de la phase d'engrènement, et de ce fait il change sans cesse.

Si au moment de l'engrènement considéré la rigidité d'un couple est R_1*, alors que celle d'un autre couple, engrené simultanément, est R_2, l'effort s'exerçant sur chaque couple de dents peut être déterminé par la condition d'égalité des déplacements des deux couples le long de la ligne d'action:

$$\frac{F_{n1}}{R_1} = \frac{F_{n2}}{R_2},$$

où F_{n1}, F_{n2} sont les charges agissant sur le premier et le deuxième couple de dents en prise.

Pendant l'engrènement, les charges F_{n1} et F_{n2} varient par suite de la modification continue des rigidités R_1 et R_2 (cf. l'épure de la charge, fig. 15.6,*b*). La rigidité de la dent 1_2 à la flexion étant faible lorsque sa tête amorce le contact (fig. 15.6), la charge F_{n1} est peu importante. A mesure que la ligne de contact se déplace vers le pied de cette dent, sa rigidité s'accroît rapidement de façon que, malgré une certaine diminution de la rigidité de l'autre dent du couple, la rigidité totale devienne plus grande qu'au départ, et la charge F_{n_2} augmente. Lorsque le point de contact des dents dans une section par un plan normal à l'axe, en se déplaçant suivant la ligne d'action, atteint le point *b* situé à un pas de base p_0 du point *d*, l'engrènement du couple $2_1 - 2_2$ prend fin; alors, dans la zone active (zone *bc* de la ligne d'action, fig. 15.6,*c*) toute la charge n'est transmise que par le couple de dents $1_1 - 1_2$ suivant la génératrice de contact d'une longueur égale à la largeur de la roue *B*.

L'engrenage à denture droite est donc caractérisé par l'application et la suppression instantanées de la charge sur toute la longueur des dents à la fois et par la modification brusque de la longueur totale des génératrices de contact *l*: pour un coefficient de conduite $\varepsilon > 2$, dans la zone d'engrènement de deux couples, $l_2 = 2B$; dans la zone d'engrènement d'un couple, $l_1 = B$. Le manque de précision dans la fabrication et les déformations des pièces de la transmission font que la distribution de la charge le long des génératrices de contact est irrégulière, la charge se concentrant vers les extrémités des dents. Ce sont les mêmes causes qui entraînent la perturbation du pas entre les dents en provoquant un choc à l'entrée en prise (cf. p. 266).

---

* Pour $z_p = 20$ et $z_r = 40$, les coefficients de déport étant $\delta_p = \delta_r = 0$, les valeurs approximatives de la rigidité sont: au moment du contact de la tête de la dent du pignon, $R = 112\,500$ kgf/cm; au moment du passage à l'engrènement par un couple, $R = 145\,000$ kgf/cm.

Transmission de la charge dans un engrenage hélicoïdal à développante. Dans les sections perpendiculaires aux axes des roues hélicoïdales, le contact s'établit de la même façon que dans le cas des roues à denture droite, mais du fait que les dents des roues hélicoïdales (ou à chevrons) sont disposées suivant les hélices, la phase de leur engrènement varie dans les sections parallèles, contrairement aux

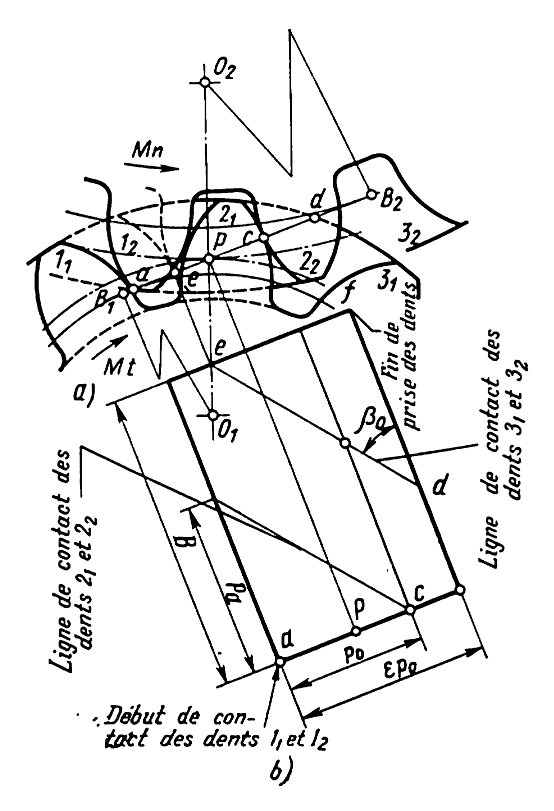


Fig. 15.7

engrenages à denture droite où cette phase est la même sur toute la largeur des roues. A la différence d'un engrenage droit, dans un engrenage hélicoïdal le contact des dents s'établit non pas simultanément sur toute leur largeur, mais progressivement. L'engrènement d'un couple de dents s'amorce à la racine de la dent menante et sur l'arête de la dent menée en un point a de sa face (approche) (fig. 15.7, a). A mesure que la roue menante tourne, le point de contact se déplace suivant la ligne de contact dont la longueur augmente jusqu'à atteindre une certaine valeur limite (recouvrement). La rotation des

roues se poursuivant, la longueur de cette génératrice qui se déplace surles flancs des dents (si la largeur des roues est siffisante) reste constante; ensuite elle diminue progressivement (retraite) pour devenir un point situé à la face opposée des roues, sur l'arête de la dent menante et près de la racine de la dent menée, après quoi le contact prend fin (fig. 15.7, *b*). Avant encore que le contact cesse et lorsque la roue menante tourne à une distance égale au pas primitif, un autre couple engrène assurant ainsi la répartition de la charge par deux lignes de contact. Si les roues sont larges et l'angle d'inclinaison des dents β_0 important, le contact de chaque couple de dents se maintient pendant que la roue menante tourne à un angle important embrassant un grand nombre de pas de base. Pendant la durée de contact de ce couple de dents, les autres couples engrènent également en répartissant la charge suivant plusieurs lignes de contact.

Pour les engrenages hélicoïdaux, le coefficient de conduite

$$\varepsilon_h = \varepsilon_a + \varepsilon_{per} = \varepsilon_a + \frac{B}{p_{per}}, \tag{15.2}$$

où ε_a et ε_{per} sont les coefficients de conduite dans les plans axial et perpendiculaire à l'axe.

Dans un engrenage à rectangle d'action d'une largeur B, multiple du pas axial p_a, la longueur totale des génératrices de contact est constante:

$$l = \frac{B\varepsilon_{per}}{\cos\beta_0}.$$

Pour le cas général, lorsque ces conditions ne sont pas respectées, la longueur totale des génératrices de contact change sans cesse:

$$l = \frac{B\varepsilon_{per}\lambda}{\cos\beta_0}, \tag{15.3}$$

où λ est le *coefficient de variation* de la longueur totale des génératrices de contact qui dépend de la relation entre les grandeurs B, p_0 et la phase d'engrènement; ses valeurs varient de 0,9 à 1.

Pour réduire les variations de la longueur totale des génératrices, la largeur des roues doit être proche d'une valeur multiple du pas axial de l'engrenage.

Transmission de la charge dans l'engrenage Novikov. Supposons que dans la section normale à l'axe d'un couple de roues hélicoïdales à développante les profils des dents en prise au-dessus et au-dessous du point de contact *c* soient déplacés dans le corps des dents (fig. 15.8). Il en résulte que l'épaisseur d'une dent à profil nouveau devient sur tous les rayons, sauf celui sur lequel se situe le point de contact, plus petite que celle d'une dent à développante régulière. Si cette modification du profil porte sur toute la largeur de la roue dentée (sur la fig. 15.8, le profil modifié est représenté

par un pointillé), le contact des dents de forme nouvelle n'aura lieu à chaque instant donné que dans une seule section donnée. Lorsque la roue menante tourne à un certain angle, le contact des dents se déplace dans une nouvelle section, parallèle à la précédente. Dans toutes les autres sections perpendiculaires aux axes des roues, la prise n'a pas lieu du fait que les dents sont amincies par perturbation voulue du profil. L'arbre menant en tournant entraîne la roue menée, le point de contact se déplace le long des axes des roues d'une section perpendiculaire à l'axe à la section opposée, en laissant sur les flancs des dents les traces cf_1 et cf_2.

Dans l'engrenage Novikov, les dents sont également conjuguées dans une seule section déterminée perpendiculaire à l'axe, et toute rotation relative des roues, aussi petite soit-elle, produit un jeu entre les dents dans la section où précédemment les roues étaient en prise. Dans un tel engrenage, le rapport constant est assuré par le fait que la loi d'engrènement principale est respectée à chaque instant successif dans une nouvelle section perpendiculaire à l'axe des roues dans laquelle se déplace le point de contact des dents; la ligne d'engrènement est parallèle aux axes des roues et se situe à la distance l de la ligne d'action (cf. fig. 15.3, *c*).

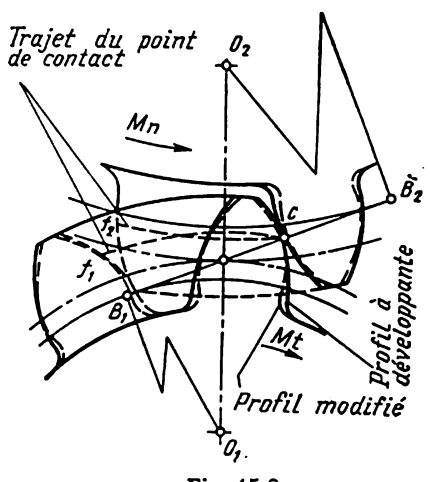


Fig. 15.8

Dans une transmission en service la prise de contact d'un couple de dents consécutif s'amorce à partir d'une section normale à l'axe. La plage de contact croît progressivement et une fois la valeur maximale atteinte, se déplace le long des dents. Au cours de l'engrènement des dents par la zone médiane de la largeur des roues, la plage de contact reste invariable. Le contact du couple de dents considéré prend fin sur la face opposée.

Pour assurer la continuité de la transmission du mouvement de la roue menante à la roue menée, il faut qu'un couple de dents amorce l'engrènement avant que le couple précédent désengrène. Cette condition est vérifiée par le coefficient de conduite, mais à la différence de l'engrenage à développante de cercle, on n'a à considérer que le coefficient de conduite axial qui est le quotient de la largeur de la roue B par le pas axial p_a

$$\varepsilon_N = \frac{B}{p_a} = \omega + \nu, \tag{15.4}$$

où ω est la partie entière du coefficient de conduite;
ν sa partie fractionnaire.

La charge est donc transmise à la roue tantôt par un couple de dents, tantôt par deux couples (engrènement double); ce dernier se produit sur les secteurs de la largeur des roues contigus aux faces et d'une longueur $(\varepsilon_N - 1)\ B$ (fig. 15.9). Dans ce cas la valeur recommandée de $\varepsilon_N = 1 - (0{,}15$ à $0{,}35)$. Lorsque l'engrènement est assuré par deux couples de dents, $\varepsilon_N = 2 + (0{,}15$ à $0{,}35)$.

Dans les transmissions Novikov chaque dent compte deux plages de contact, une à la tête et l'autre au pied, et donc deux lignes d'engrènement.

Graissage de la transmission, pertes, rendement. On sait que les roues à développante roulent et glissent l'une sur l'autre; le frottement qui en résulte est donc de deux sortes. Une partie de la puissance transmise est absorbée pour surmonter ces types de frottement. Dans un engrenage, le frottement est une source d'échauffement. Il intervient pour diminuer la résistance de la surface des dents aux charges extérieures et à l'usure pour réduire le rendement de la transmission.

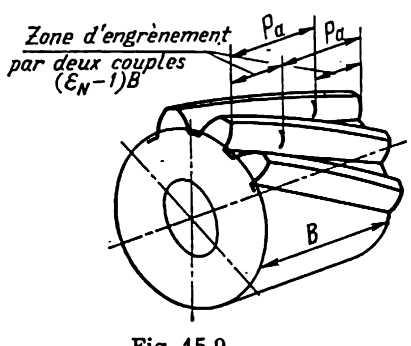


Fig. 15.9

La lubrification d'un engrenage permet de réduire les pertes par frottement, d'évacuer la chaleur produite par le fonctionnement de l'engrenage, de parer à l'usure et à la corrosion des dents. Dans une transmission fermée, la lubrification des engrenages est continue, alors que dans une transmission ouverte cette opération est périodique.

Une transmission bien conçue et bien fabriquée ne doit pas s'échauffer et produire beaucoup de bruit en service.

L'élévation de la température peut être due à une viscosité d'huile trop faible (frottement excessif), ou trop forte (consommation d'énergie trop grande par barbotage), ou encore lorsque l'huile est en excédent et que son barbotage entraîne des pertes supplémentaires.

Le graissage contribue dans une grande mesure à diminuer les contraintes de contact à la surface des dents, car il intervient pour régulariser la pression entre les dents et uniformiser sa répartition sur une plus grande surface.

La nuance d'huile est choisie suivant la vitesse périphérique et la charge spécifique. La charge admissible sur les dents étant d'autant plus grande que les propriétés mécaniques des matériaux des roues sont plus élevées. Le tableau 15.1 associe les viscosités d'huile ν

recommandées aux matériaux des roues. Le choix de la nuance d'huile est guidé par la valeur de la viscosité imposée.

La viscosité du lubrifiant, prévu pour des roues non cémentées en acier au chrome et nickel à $\sigma_{ttr} > 80$ kgf/mm² doit être plus élevée (de un degré suivant la classification du tableau 15.1).

La valeur des pertes dans un engrenage dépend de la forme et du nombre de dents et du coefficient de frottement. Les pertes principales sont celles dues au frottement de glissement et associées à la finition de la surface des dents, aux propriétés et à la quantité du lubrifiant, à la vitesse des roues, à la valeur de la charge transmise. Les expériences ont montré que tous ces facteurs interviennent dans la grandeur du coefficient de frottement f qui diminue avec l'augmentation de la viscosité de l'huile, de la vitesse de glissement et de la vitesse périphérique.

Suivant les facteurs énumérés, le coefficient f s'échelonne de 0,05 à 0,10. Dans les transmissions ouvertes il croît brusquement pour atteindre la grandeur 0,7 à 0,08. Dans les transmissions à roues en matières plastiques, $f \leqslant 0{,}8$ grâce aux propriétés antifriction élevées de ces matériaux.

La valeur moyenne des pertes dans un engrenage, la puissance transmise étant P kW, peut être déterminée approximativement d'après la formule *

$$P_{\text{p. e}} = \frac{\pi \varepsilon f}{2} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) P \text{ kW}. \quad (15.5)$$

La grandeur des pertes par barbotage d'huile est fonction de la vitesse périphérique v en m/s, de la largeur des roues B en cm, de la viscosité de l'huile ν en cSt et du nombre total des dents ; sa valeur approchée est donnée par la formule empirique

$$P_{\text{p. b.}} = 75 \cdot 10^{-6} vB \sqrt{\frac{200 v \nu}{z_1 + z_2}} \text{ kW}. \quad (15.6)$$

La perte de puissance totale

$$P_{\text{t}} = P_{\text{p.e.}} + P_{\text{p.b.}} + P_{\text{p.r.}}, \quad (15.7)$$

où $P_{\text{p.r.}}$ sont les pertes sur les roulements (cf. p. 520).

Le rendement de la transmission se calcule suivant la formule (12.2).

Pour l'augmenter il faut ramener au maximum le nombre de dents (pour les diamètres des roues donnés), assurer une classe suffisamment élevée de la finition des dents, employer un lubrifiant à viscosité optimale. La transmission doit fonctionner au possible sous charge maximale admissible, la diminution de la charge réduisant le rendement.

---

* Le signe « + » correspond à un engrènement extérieur, le signe « — » à un engrènement intérieur.

La valeur approchée du rendement d'un engrenage à développante, à un étage, de degré de précision 6 à 8, aux arbres sur les roulements, est η = 0,98 à 0,96. Le rendement des transmissions Novikov est environ de 1 % supérieur à celui à développante.

Tableau 15.1

Valeurs recommandées de la viscosité cinématique d'huile ν en cSt pour les engrenages portés à 50 °C (entre parenthèses, à 100 °C)

Matériaux	v, m/s				
	0,5-1	1-2,5	2,5-5	5-12,5	12,5-25
Matières plastiques, fonte, bronze	120 (12)	80 (6)	60	45	32
Acier à $\sigma_{ttr}=47$ à 100 kgf/mm^2	180 (20)	120 (12)	80 (6)	60	45
Acier à $\sigma_{ttr}=100$ à 125 kgf/mm^2	300 (35)	180 (20)	120 (12)	80 (6)	60
Acier à $\sigma_{ttr}=125$ à 150 kgf/mm^2 ainsi que tous les aciers cémentés ou à trempe superficielle	300 (35)	300 (35)	180 (20)	120 (12)	80 (6)

Détériorations des dentures. Les détériorations les plus typiques sont la rupture, les piqûres, l'usure, le grippage et les déformations plastiques des surfaces actives.

La *rupture* des dents est due essentiellement à la fatigue. Chaque amorçage de l'engrènement produit à la racine de la dent des contraintes de flexion alternatives à allure périodique. La modification brusque de la forme de la dent au droit de son congé de raccordement donne lieu à une concentration des contraintes (fig. 15.10, *a*).

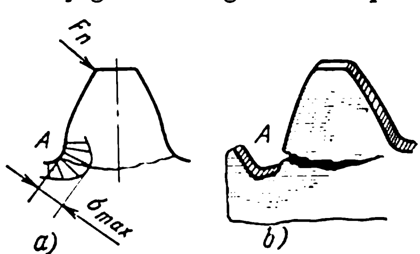


Fig. 15.10

Un nombre de cycles défini peut provoquer la formation d'une crique à la surface de raccordement dans la zone de la concentration des contraintes maximales. La crique se forme dans la zone d'extension *A* (fig. 15.10, *b*). Dans les dents longues et droites, et plus souvent dans les dentures hélicoïdales et à chevrons, la crique se propage de la racine de la dent vers son sommet transversalement par rapport à la dent ou en suivant obliquement la section dans laquelle les contraintes sont maximales.

Une surcharge importante peut entraîner la rupture intempestive des dents. Pour de rares surcharges, seules des roues en matériaux fragiles (fonte, acier trempé) sont susceptibles de telles ruptures. La rupture peut résulter également de la concentration des contraintes sur les bords des dents. Des surcharges plus faibles, mais suffisantes pour produire des contraintes supérieures à la limite d'écoulement, peuvent donner lieu à des déformations de flexion résiduelles.

Dans les transmissions Novikov, l'application de la charge étant locale, la rupture des dents est fréquente surtout dans la partie centrale de la dent, suivant sa longueur, car c'est la zone où la charge est transmise par un seul couple de dents. Les dents du pignon sont plus minces à la racine que les dents de la roue, et c'est pourquoi leur résistance est plus faible. Les dents des engrenages à deux lignes d'engrènement sont plus robustes.

La résistance des dents à la rupture peut être accrue en augmentant la résistance de la racine et en diminuant la concentration des contraintes dans cette zone ; à cet effet il faut augmenter le rayon du congé de raccordement, achever soigneusement la surface des entredents, augmenter la rigidité de l'engrenage, améliorer la précision de fabrication et les propriétés mécaniques des matériaux des roues.

La résistance des dents à la rupture peut être accrue en augmentant les dimensions de leur racine et en diminuant la concentration des contraintes dans la section dangereuse ; à cet effet il faut augmenter le rayon du congé de raccordement, achever soigneusement la surface des entredents, améliorer la répartition de la charge suivant les génératrices de contact, élever la précision de fabrication et les propriétés mécaniques du matériau des roues. La correction la plus efficace dans un engrenage à développante est celle qui fait appel à un déport positif. La fig. 15.5 montre deux positions de la crémaillère génératrice par rapport à la roue taillée avec $\delta = 0$ et $\delta > 0$. Le déport positif de l'outil augmente l'épaisseur des dents à la racine et, par suite, leur résistance.

La *formation des piqûres*, à la surface active des dents (fig. 15.11, *a*) est la cause la plus fréquente de détérioration des engrenages abondamment lubrifiés. Les criques de fatigue s'amorcent dans le voisinage de la ligne d'action car dans cette zone, par suite de la petite vitesse de glissement, le coefficient de frottement et donc la force de frottement et les contraintes sollicitant la surface sont les plus grandes. Pourtant, avant la formation des piqûres, ces criques apparaissent surtout au-dessous de la ligne d'action, c'est-à-dire à la racine des dents (cf. p. 44). Les premières piqûres suivant la largeur de la roue apparaissent dans la zone de concentration de la charge ou à l'endroit des rugosités restées après la finition. En service le nombre de ces piqûres croît et les dimensions de certaines d'entre elles augmentent.

Le profil de la dent se perturbe, sa surface devient irrégulière, les charges dynamiques s'accroissent. Le processus d'ébrèchement se trouve ainsi amplifié et la surface active au-dessous de la ligne d'action se désagrège. La transmission s'échauffe davantage et le bruit s'intensifie.

Nous avons déjà dit que les piqûres se forment rarement dans les transmissions ouvertes fonctionnant à sec ou très peu graissées (cf. p. 44).

Lorsque la dureté superficielle des dents est inférieure à HB 350, la formation des piqûres est limitée; ce processus affecte une petite aire de la dent qui est celle de la concentration de la charge. Après rodage, la formation de ces piqûres peut cesser. Lorsque les sollicitations des surfaces actives sont importantes, le phénomène de

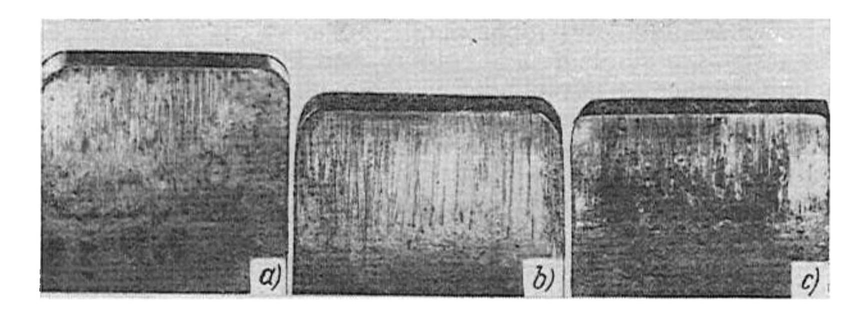


Fig. 15.11

formation des piqûres s'étend sur toute la largeur de la dent. Dans le cas d'une dureté HB $\geqslant$ 350, la formation des piqûres une fois amorcée devient progressive. Les bords des piqûres ne se ferment pas alors par laminage, comme dans le cas de surfaces douces, mais s'effritent, les criques évoluent depuis le cratère de départ pour altérer progressivement toute la surface active de la racine de la dent.

L'exploitation et les recherches expérimentales ont permis d'établir que plus l'huile est visqueuse, plus la limite d'endurance au contact des dents est élevée. Une huile plus visqueuse est susceptible de mieux amortir les contraintes dynamiques en augmentant ainsi le délai de service des engrenages.

La capacité des surfaces des dents à résister à l'ébrèchement peut être accrue en renforçant leur résistance superficielle (la charge supportée est d'autant plus grande que les surfaces actives sont plus dures et plus lisses), en augmentant les rayons de courbure et en choisissant convenablement le lubrifiant.

Le déport sans variation d'entraxe rend possible (pour $\delta_1 > 0$ et $\delta_2 = -\delta_1$) un déplacement de la ligne d'engrènement tel que le centre instantané de rotation se trouve dans la zone d'engrènement

de deux couples de dents; les aires des dents susceptibles de piqûres seront alors moins chargées, car la charge sera transmise simultanément par deux couples de dents. L'allure de la variation de la sollicitation des dents déportées sans variation de l'entraxe d'une transmission à denture droite pour $i = 4$ est matérialisée par la figure 15.12, *a* (B_1B_2 est la ligne d'engrènement aux points représentatifs *a*, *b*, *c* et *d*, conformément à la fig. 15.6).

En appliquant une correction à coefficient de déport total positif de l'outil ($\delta_2 + \delta_1 > 0$), dit déport avec variation d'entraxe, on obtient une transmission à angle de pression φ accru. Il en résulte l'augmentation des rayons de courbure des profils des dents dans la zone de la ligne d'action, et, par suite, l'augmentation de la résistance aux piqûres. Le déport avec variation d'entraxe permet de majorer de 30 % la valeur admissible de la charge.

Dans les transmissions Novikov, les piqûres apparaissent généralement sur les dents concaves près de la ligne d'engrènement. Il en est ainsi parce que la résistance au contact est minimale à la racine des dents dans la zone des vitesses minimales de glissement. Les dents concaves se situent à l'intérieur du cercle primitif; elles ne sont donc constituées que des racines; or près de la ligne d'engrènement, les vitesses de glissement sont les plus faibles. Pour parer à la formation de piqûres au sommet d'une dent concave, il faut changer sa forme en exécutant des chanfreins.

L'*usure des dents* se traduit par le rodage des surfaces actives (fig. 15.11, *a*). Dans les transmissions fermées, l'usure des dents est généralement de beaucoup inférieure à celle des transmissions ouvertes. L'usure de la surface des dents est proportionnelle à leur glissement spécifique et à la contrainte de compression au contact de ces surfaces. Le glissement spécifique maximal ayant lieu au début d'approche et à la fin de retraite, l'usure maximale affecte les racines et les sommets des dents. Dans la zone du centre instantané de rotation les profils ne glissent pas, aussi est-ce la zone de la plus faible usure. L'usure des dents perturbe le profil, accroît la charge dynamique, affaiblit la racine de la dent en augmentant ainsi la valeur des contraintes dans la zone du congé de raccordement.

Dans la période initiale de fonctionnement de la transmission les rugosités plus ou moins importantes sur les surfaces de contact définies par le mode d'usinage donnent lieu à une usure perceptible des dents qui progresse jusqu'à ce que les surfaces deviennent suffisamment lisses. Une fois les rugosités aplanies et leur hauteur devenue inférieure à l'épaisseur du film d'huile entre les dents, le rythme d'usure diminue. Ce mode d'usure porte le nom de rodage.

Lorsque l'épaisseur du film d'huile est insuffisante, il n'assure plus le graissage hydrodynamique, ce qui contribue à intensifier l'usure. L'épaisseur du film d'huile est définie par la viscosité de l'huile, la vitesse périphérique des roues, le mode d'alimentation

de la zone d'engrènement, la quantité d'huile, etc. L'épaisseur du film, suffisante lorsque toutes les conditions nécessaires sont observées et l'allure du service de la transmission est calme, peut devenir tout à fait insuffisante dans le cas des surcharges et surtout dans les périodes de lancement et d'arrêt. L'encrassement du lubrifiant par des grains d'abrasif accélère nettement l'usure.

Pour diminuer l'usure il faut réduire le glissement spécifique et les contraintes de compression au contact, augmenter la tenue à

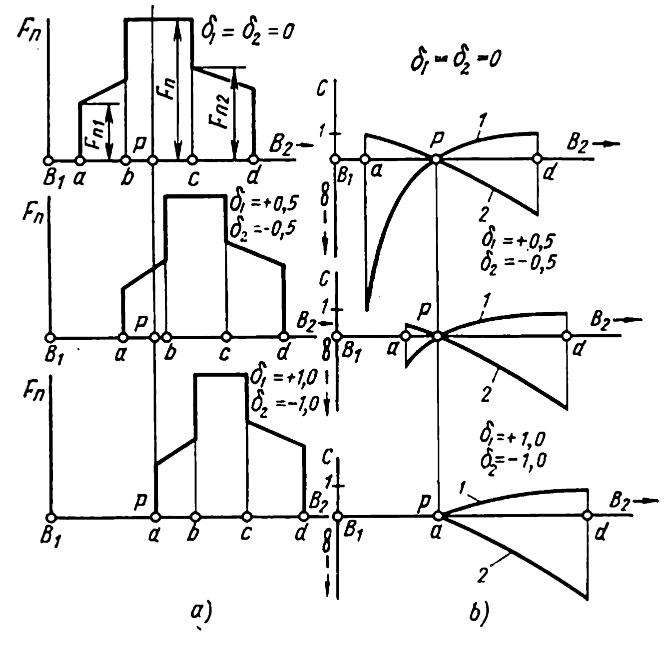


Fig. 15.12

l'usure des surfaces des dents et choisir un lubrifiant approprié. A cet effet, il faut chercher à égaliser le glissement spécifique, c'est-à-dire rapprocher au possible ses valeurs pour la roue et pour le pignon. On y parvient en choisissant convenablement les coefficients de déport δ_1 et δ_2 ; la figure 15.12, *b* (courbe *1* pour le pignon et courbe *2* pour la roue) illustre la variation du glissement spécifique *C* pour une transmission à $i = 4$ et $\varphi = 20°$.

Le *grippage des dents* se produit dans la zone d'écrasement du film d'huile. Dans cette zone les surfaces des dents conjuguées sont sollicitées par des pressions très élevées et adhèrent avec une telle force que les particules arrachées d'une dent plus douce se soudent à la surface de l'autre. Au cours du mouvement relatif ultérieur des dents,

ces particules creusent des sillons à la surface d'où elles viennent d'être arrachées (fig. 15.11, *c*).

Si la pression est trop forte et la vitesse de refoulement de l'huile dans la zone d'engrènement insuffisante, le film d'huile peut se désagréger ou même ne pas se former du tout ; il en est ainsi dans les transmissions lentes très chargées. Dans une transmission rapide, la rupture du film d'huile peut être due à la diminution de la viscosité provoquée par l'élévation de la température dans la zone des charges et des vitesses importantes.

Le choix correct de la nuance et de la viscosité de l'huile, de la durée d'action de la charge, de l'état de surface, de la dureté des surfaces actives, du matériau des roues, des matériaux du couple roue-pignon, du type de rodage des dents empêche le grippage éventuel.

En effectuant le rodage des dents sous charge progressive, on peut augmenter la charge utile de la transmission sans crainte de grippage.

Pour parer au grippage des transmissions lentes on fait appel à des graissages onctueux. Pour les transmissions rapides, on utilise des lubrifiants qui contiennent des additifs antigrippants prévenant le soudage des particules de métal aux dents en contact (sulfates, chlorures, phosphates, oléates ou naphténates de plomb).

Les *déformations plastiques* résultent de l'action des forces de frottement sur les dents des engrenages en acier très chargés. Les particules de métal de la couche superficielle des dents de la roue menante se déplacent à partir du centre instantané de rotation et celles de la roue menée, vers le centre instantané de rotation ; il se forme ainsi le long de la ligne d'action des rainures sur la roue menante et une crête sur la roue menée. Ces déformations sont plus manifestes sur les dents en acier à dureté faible, surtout sous graissage insuffisant, ainsi que dans le cas des transmissions lentes. Les huiles à viscosité plus élevée réduisent les forces de frottement et donc limitent les déformations plastiques éventuelles.

L'exploitation normale d'une transmission bien conçue et bien fabriquée doit exclure les défaillances pour toute la durée de service prévue. Un échauffement excessif et un bruit important sont le signe indirect d'une détérioration possible des dents.

Le bruit est dû essentiellement à des erreurs cycliques du pas et du profil des dents, à une charge non uniforme sur les dents, ainsi qu'à un équilibre statique et dynamique insuffisant des pièces en rotation.

Les modifications de charge sur les dents et la déformation de celles-ci au cours d'engrènement provoquent des vibrations des roues dentées. Même les vibrations faibles, transmises au corps par les arbres et les paliers, peuvent le faire vibrer avec un bruit très fort. Les modifications relatives de déformation des dentures hélicoïdales sont bien inférieures à celles des dents droites ; aussi, pour réduire

le bruit et les charges dynamiques, munit-on les roues des transmissions importantes de dentures de grande précision soit hélicoïdales soit à chevrons.

ÉLÉMENTS DES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGES

Matériaux. Le choix de la matière d'œuvre d'une roue dentée doit être fait de manière à rendre possible le taillage et l'achèvement de ses dents avec la précision et l'état de surface imposés et à assurer une résistance à la flexion suffisante pour tenir aux charges dynamiques alternatives, une résistance suffisante de la couche superficielle des dents et une tenue à l'usure élevée.

Les matériaux usuels dans la fabrication des engrenages sont l'acier, la fonte et les matières plastiques. La tendance à réduire l'encombrement, à accroître les puissances transmises par un groupe et à augmenter les vitesses a déterminé une large application des roues en acier.

Nous savons déjà que la dureté élevée des surfaces actives des dents les rend moins susceptibles aux détériorations. C'est pourquoi le choix des matériaux et des traitements thermiques est guidé par la nécessité d'obtenir une dureté maximale pour le mode de taillage imposé des roues de précision requise.

L'acier au carbone est le plus courant pour les charges moyennes, sa teneur en carbone varie de 0,35 à 0,50 % (aciers non alliés 35, 40, 50, 50Г; alliés 40X, 45XH, définis par la norme).

Si les engrenages sont taillés après le traitement thermique définitif, ce qui exclut l'influence de ce dernier sur la précision des roues, la dureté admissible maximale des surfaces ne doit pas dépasser HB 320 à 350. Une telle dureté est atteinte soit par la bonification, soit par la normalisation. Dans ces conditions, les dimensions des sections des roues influent nettement sur les propriétés mécaniques obtenues par traitement thermique. Il en est ainsi parce que l'augmentation de la section de la roue diminue la vitesse de son refroidissement; or, une vitesse de refroidissement inférieure à une certaine valeur critique rend la trempe incomplète. Dans le cas des roues en acier allié, la dimension de la section influe beaucoup moins sur la trempe. Aussi, pour obtenir une dureté élevée des ébauches de roues à grande section, faut-il employer pour leur fabrication des aciers alliés.

Une dureté des dents supérieure à HB 350 permet d'élever sensiblement la capacité de charge des engrenages et de diminuer l'encombrement de la transmission. Une telle dureté est obtenue soit par trempe totale ou superficielle, soit par cémentation, cyanuration ou nitruration ; dans ce cas les roues sont taillées avant le traitement thermique définitif.

La teneur en carbone des aciers au carbone et alliés, utilisés pour la trempe totale, varie de 0,35 à 0,5 % ; leur dureté, qui s'élève jusqu'à HRC 50 ou 56, dépend de la teneur en carbone. Lorsque les engrenages des transmissions importantes doivent subir des surcharges et des charges dynamiques, ils sont exécutés en acier 40XH et 40XHMA, et plus souvent encore en acier 40X.

L'inconvénient de la trempe totale consiste dans le gauchissement important des roues et dans la ténacité réduite de l'âme des dents, ce qui diminue la capacité des dents de résister à la flexion sous l'action de chocs. La dureté maximale à cœur d'un acier au carbone ne doit pas dépasser HRC 45, et pour les aciers alliés, HRC 50, car autrement la résilience baisse brusquement. Ces inconvénients sont éliminés par l'application de la trempe superficielle qui permet d'obtenir une dureté élevée de la surface sans affecter la ténacité du métal non trempé. Ce mode de traitement thermique est applicable aux grandes roues, surtout aux roues à sections importantes, car il permet de mettre en œuvre des aciers au carbone au lieu des aciers alliés avec trempe usuelle. La dureté de surface obtenue dans ces conditions s'élève jusqu'à HRC 51 ou 57.

La cémentation est un autre moyen pour élever la dureté de la surface sans affecter la ténacité du cœur. Elle se fait pour des aciers à teneur en carbone de 0,1 à 0,2 % (aciers 15, 20, 15X et 20X). La dureté de la couche cémentée des dents est portée de HRC 56 à 63.

Les aciers au carbone 15 et 20 soumis à la cémentation sont rarement utilisés pour la confection des roues dentées, car le métal sous-jacent à la croûte dure résiste mal aux contraintes de flexion de contact et volumiques; les charges importantes provoquent l'écaillage de la croûte dure. L'utilisation des aciers alliés au chrome 15X et 20X permet d'améliorer la qualité des engrenages, de réduire leur gauchissement, d'augmenter la résistance de l'âme. Les aciers alliés cémentés ont une tenue à l'usure élevée.

Parmi les nuances prévues pour résister aux charges dynamiques éventuelles (roues des transmissions des engins de transport, réducteurs d'avion, etc.), on utilise les aciers au chrome-nickel 12XH3A et 20X2H4A, au chrome-tungstène 15XФ, au chrome-manganèse-titane 18XГT et d'autres aciers alliés homologués par les normes.

Pour remédier aux perturbations provoquées par le traitement thermique des éléments d'engrènement, on fait appel à la rectification.

La dureté élevée des surfaces s'obtient par nitruration ou cyanuration. L'avantage des roues nitrurées et cyanurées consiste en un faible gauchissement qui permet d'éviter la rectification ultérieure. La nitruration est fréquemment appliquée aux engrenages à denture intérieure. Les roues à nitrurer se font en acier 38XMЮA. L'épaisseur de la couche nitrurée dure étant faible (0,3 à 0,5 mm), les roues nitrurées s'emploient dans les transmissions à fonctionnement régulier

(réducteurs bien lubrifiés) pour éviter ou ralentir l'usure par abrasion.

Les roues de grand diamètre se font en acier moulé. Une tenue à l'usure suffisante des moulages d'acier s'obtient en assurant une teneur en carbone variant de 0,35 à 0,55 %. Les moulages d'acier des roues subissent le recuit ou la normalisation. Les roues moulées se font en aciers des nuances 35Л à 55Л.

La fonte s'emploie pour la fabrication des roues des transmissions lentes, ouvertes et peu chargées, et rarement, des transmissions fermées.

La capacité des fontes à résister aux contraintes de contact est assez élevée ; la résistance des dents en fonte à la flexion et aux charges dynamiques est plus faible que celle des roues en acier.

Parmi les nuances employées dans la fabrication des engrenages il y a les fontes grises normalisées depuis СЧ 28-48 jusqu'à СЧ 35-56 et la fonte malléable normalisée. Les fontes СЧ 15-32 à СЧ 24-44 s'emploient pour des transmissions de moindre importance.

Lorsqu'il est impossible d'assurer une position relative convenable des roues d'une transmission sans carter rigide et devant fonctionner sans bruit, on utilise des engrenages en matières plastiques. Les matières plastiques les plus employées dans ce domaine sont le textolite, les matières stratifiées, le nylon, le capron. Le plus souvent on fait appel à un pignon en textolite et une roue en acier ou en fonte à dureté superficielle HB $\geqslant 250$; la capacité de charge de la transmission sera alors limitée par la résistance de la roue en textolite.

Les engrenages à profil de référence normalisé sont susceptibles de transmettre une charge nettement inférieure à celle des roues en acier ; il en est ainsi parce que les dents en matières plastiques résistent relativement mal à la rupture. Un couple de roues droites acier-textolite transmet une charge de 4 à 5 fois inférieure à celle transmise par des roues en acier. La capacité de charge des roues en matières plastiques peut être accrue en utilisant un profil de référence spécial. Le module d'élasticité longitudinale des matières plastiques étant de 20 à 170 fois inférieur à celui de l'acier, la déformation des dents en matières plastiques est nettement supérieure à celle des dents en acier; c'est pourquoi, pour la même précision de fabrication, la charge peut être transmise simultanément par plusieurs couples de dents.

Construction des pignons et des roues. Lorsque le diamètre du cercle de pied diffère peu de celui de l'arbre, le pignon se fait monobloc avec arbre (fig. 15.13, *a*). Cette construction présente l'avantage de réduire le volume d'usinage, d'éviter les clavetages et autres assemblages, d'augmenter la rigidité et d'améliorer la précision de l'engrènement. Dans le cas où le diamètre du cercle de pied est de beaucoup plus grand que celui de l'arbre, il est plus avantageux

de réaliser un engrenage à alésage (fig. 15.13,*b*).

La figure 15.14 représente une roue en textolite; des plaquettes en textolite sont rapportées sur une bague en acier emmanchée sur l'arbre.

Les engrenages d'un diamètre inférieur à 500 mm sont fabriqués à partir de pièces de forge ou estampées (selon l'échelle de la production). Lorsque les diamètres sont plus grands, les roues se font par moulage ou en plusieurs éléments. Il arrive, bien que le cas soit rare, que les roues d'un diamètre supérieur à 500 mm s'obtiennent

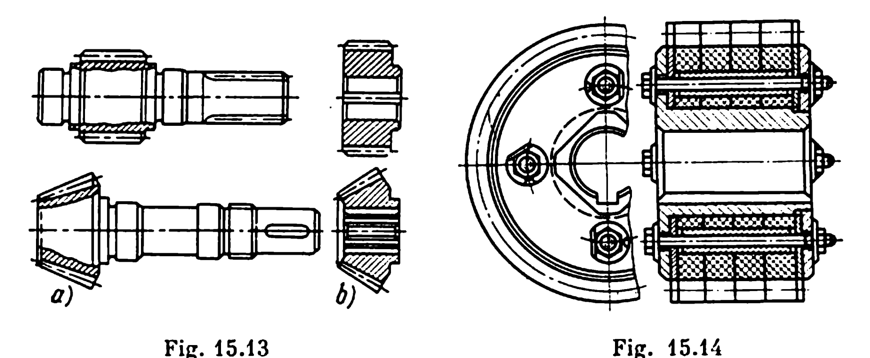


Fig. 15.13 Fig. 15.14

également par forgeage. Les roues forgées comportent une toile évidée (fig. 15.15.*a*) ou pleine. Les premières sont plus légères, mais le volume de leur usinage est plus grand. Les roues à toile pleine sont plus

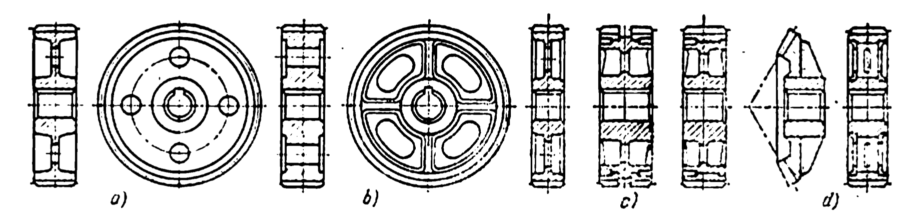


Fig. 15.15

simples dans la fabrication, mais lorsqu'elles sont larges, leur poids important rend impossible l'uniformisation des propriétés mécaniques des dents après le traitement thermique.

Pour rendre plus commode l'ablocage des roues lors de leur usinage sur des machines-outils, il est recommandé de pratiquer dans les toiles des évidements entre la jante et le moyeu. Parfois des évidements circulaires d'un grand diamètre sont pratiqués pour rendre la roue plus légère.

Les roues moulées à bras en forme de croix s'emploient pour des diamètres $D_e \leqslant 1000$ mm et des largeurs $B < 200$ mm (fig. 15.15,*b*).

Pour des $D_e > 1000$ mm et des largeurs $B > 200$ mm, les bras des roues moulées se font à section en I. Les engrenages de grands diamètres ($D_e > 2000$ mm et $B > 600$ mm) doivent être munis d'un moyeu démontable pour prévenir la rupture des bras pendant le refroidissement, susceptible d'être provoquée par les contraintes thermiques résultant de la distribution irrégulière de la matière.

Pour réduire le débit des aciers alliés, les grands engrenages se font à jante rapportée. Le corps de roue est alors moulé en fonte (СЧ15-32, par exemple), ou plus rarement en acier; la jante (fig. 15.15,*c*) est forgée ou laminée en acier dont la nuance est déterminée par le calcul de la résistance des dents. Lorsque la largeur de la roue dépasse 500 mm, elle doit avoir deux jantes rapportées à chaud sur le corps de roue. Pour parer au glissement des jantes, on met des vis de blocage dans le joint entre la jante et le corps de roue, distribuées sur tout son pourtour.

En fabrication unitaire, ainsi que pour réduire le poids des roues, elles se font soudées (fig. 15.15,*d*). Dans ce cas, il faut porter une attention particulière pour obtenir la rigidité imposée.

Lorsque les engrenages ne doivent pas se déplacer le long de l'arbre, ils sont posés avec serrage tolérancé suivant la deuxième classe de précision (ajustement pressé П ou pressé Л). Le premier ajustement est utilisé dans le cas des charges dynamiques ou des vitesses supérieures à 2000 tr/mm.

S'il faut prévoir des démontages de la roue (pour remplacer les roulements, lors de l'usure des dents, etc.), il est recommandé d'utiliser des ajustements bloqués Г ou bloqués Т.

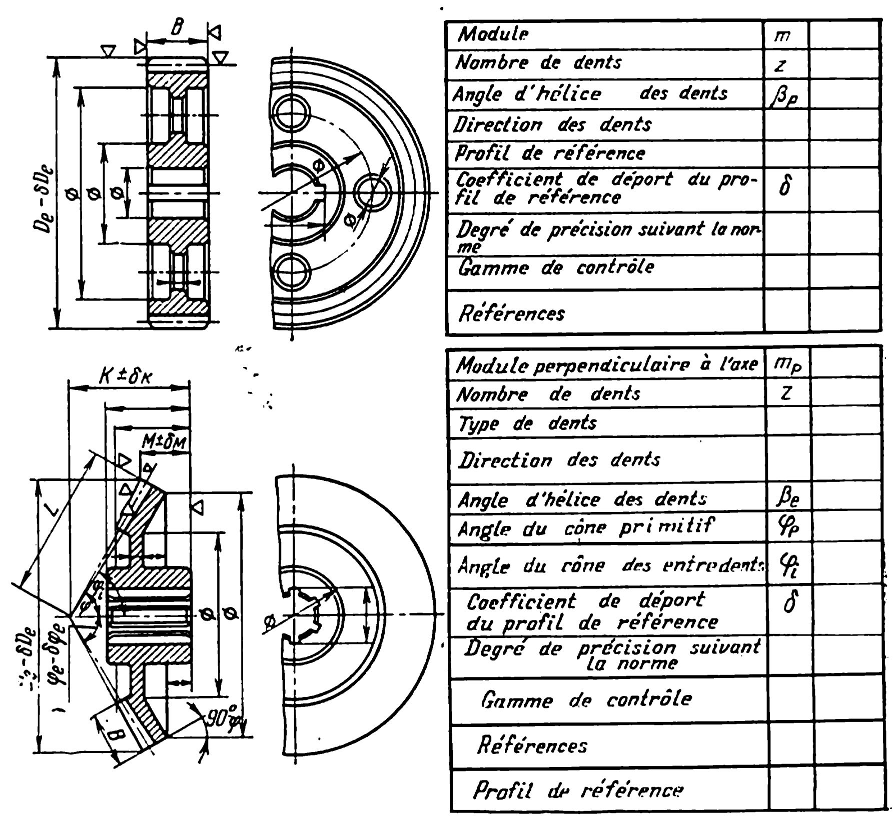
Le choix de la classe de précision d'ajustement est guidé par la précision imposée à la transmission: 2e classe pour des transmissions précises et très précises, 3e classe, pour des précisions moyennes et faibles.

Outre les cotes essentielles D_e et B portées directement sur le dessin de la roue (fig. 15.16), le tableau donne encore les renseignements nécessaires pour le taillage et le contrôle de l'engrenage: z, m, β_p, δ, f_o, d_p, ainsi que le degré de précision.

Précision des transmissions. Le fonctionnement normal d'une transmission ne peut être assuré que lorsque ses roues et son corps sont fabriqués avec un degré de précision nécessaire. Le *degré de précision* imposé est une fonction des conditions de service de la transmission et des spécifications requises. Les éléments de l'engrenage ainsi que l'ensemble de la transmission sont tolérancés en fonction du degré de précision et des dimensions de la transmission; les tolérances doivent être observées lors du taillage et de la finition des dents, ainsi que lors de l'usinage du corps, des arbres et des paliers avec la précision prévue.

La norme sur les tolérances des transmissions par engrenages cylindriques en métal usinés concerne les roues à dentures extérieures

et intérieures, droites, hélicoïdales et à chevrons, le diamètre du cercle primitif allant jusqu'à 5000 mm et les modules variant de 1 à 50 mm. Pour les transmissions analogues mais de module inférieur à 1 mm, les tolérances sont homologuées par une norme appropriée.



Module	m	
Nombre de dents	z	
Angle d'hélice des dents	β_p	
Direction des dents		
Profil de référence		
Coefficient de déport du profil de référence	δ	
Degré de précision suivant la norme		
Gamme de contrôle		
Références		

Module perpendiculaire à l'axe	m_p	
Nombre de dents	z	
Type de dents		
Direction des dents		
Angle d'hélice des dents	β_e	
Angle du cône primitif	φ_p	
Angle du cône des entredents	φ_i	
Coefficient de déport du profil de référence	δ	
Degré de précision suivant la norme		
Gamme de contrôle		
Références		
Profil de référence		

Fig. 15.16

Les normes prévoient douze degrés de précision allant de 1 à 12 dans l'ordre de précision décroissant. Les degrés de précision de 6 à 10 sont les plus usités.

Chaque degré de précision est caractérisé par les indices suivants: 1) précision cinématique de la roue qui détermine la grandeur de l'erreur totale de l'angle de rotation des roues en un tour; 2) régularité de son fonctionnement qui caractérise la grandeur des composantes de l'erreur totale de l'angle de rotation de la roue, composantes qui interviennent plusieurs fois en un tour; 3) plage de contact des dents, caractéristique de la qualité d'adhérence des flancs des dents conjuguées; 4) jeu circulaire établi pour assurer un fonctionnement

normal de la transmission avec augmentation de la température.

Le degré de précision d'une transmission est défini par sa destination. Ainsi pour une transmission très rapide, l'impératif principal est un fonctionnement régulier; pour une transmission lente très chargée, c'est le contact correct suivant la longueur des dents; pour les transmissions réversibles à lecture, c'est le jeu circulaire.

Les engrenages coniques sont normalisés. La norme concerne les roues métalliques aux dentures droite et hélicoïdale et aux diamètres du cercle primitif allant jusqu'à 2000 mm, les modules variant de 1 à 30 mm. Les tolérances sur les engrenages coniques à faible module ($m < 1$ mm) et aux diamètres du cercle primitif égaux ou inférieurs à 320 mm sont données par les normes. Les degrés de précision les plus usités sont 7 à 11.

Voici les chiffres approchés du degré de précision pouvant orienter le choix des transmissions utilisées dans les différentes machines: réducteurs de turbine et machines à turbines, degrés de 3 à 6; machines-outils, degrés 3 à 8; automobiles de tourisme, degrés 5 à 8; camions, degrés 7 à 9; tracteurs, degrés 8 à 10; réducteurs d'usage courant, degrés 6 à 9; roues des laminoirs, degrés 6 à 10; treuils de mine, degrés 8 à 10; grues, degrés 7 à 10; machines agricoles, degrés 8 à 10.

Plus la vitesse périphérique d'une transmission est élevée, plus sa précision doit être grande. Pour une vitesse inférieure à 30 m/s il faut employer des engrenages hélicoïdaux de degré de précision 6; pour $v < 15$ m/s, denture droite de degré 6 ou hélicoïdale de degré 7; pour $v < 10$ m/s, denture droite de degré 7 ou hélicoïdale de degré 8.

Le degré de précision dépend du mode de fabrication: les roues des degrés 6 et 7 sont taillées par génération sur des machines-outils de précision, puis rectifiées ou soumises au shaving; celles des degrés 8 et 9, taillées par génération ou par outils de forme sans rectification ultérieure; les dentures de degré 10 et moins précises sont taillées d'une façon quelconque.

Les engrenages Novikov à une ligne d'engrènement comptent quatre classes de précision.

CALCUL DES ENGRENAGES CYLINDRIQUES A DENTURE DROITE

Critère de calcul. Le calcul de la résistance définit pour une transmission les dimensions minimales susceptibles de prévenir la détérioration des roues. Ce n'est qu'en associant le calcul de la résistance à l'établissement de la géométrie de l'engrenage que l'on peut obtenir une solution rationnelle; en effet, en modifiant correctement la géométrie de l'engrenage (nombre de dents, angles d'inclinaison, etc.), on peut augmenter nettement la capacité de charge de la transmission.

L'étude des détériorations des engrenages montre que les transmissions fermées doivent être calculées pour prévenir toutes les détériorations examinées précédemment, et les transmissions ouvertes, pour prévenir les ruptures, l'usure et les déformations plastiques des dents. La résistance de la surface active des dents est définie par les contraintes de contact, et la résistance à la rupture, par les contraintes sollicitant la zone dangereuse de la courbe de raccordement de la dent. C'est pourquoi, la méthode de calcul s'établit en comparant les contraintes de contact pratiques avec leurs valeurs admissibles qui dépendent des conditions de contact des dents au droit des détériorations éventuelles, et les contraintes s'exerçant à la racine de la dent avec les contraintes de flexion admissibles.

Dans les cas courants, l'encombrement d'une transmission fermée (entraxe et largeur des roues), dont les surfaces actives sont d'une dureté HB < 350, est déterminé par le calcul de la résistance au contact des surfaces actives des dents. Le calcul des dents à la flexion se fait dans ce cas pour vérifier et déterminer le module minimal admissible.

Lorsque la dureté des surfaces actives est HB $\geqslant 350$, il se peut que la capacité de charge de la transmission soit limitée non pas par la résistance au contact des surfaces actives (du fait des contraintes admissibles $[\sigma]_{sup}$ élevées), mais par la résistance des dents à la rupture. Dans ce cas l'encombrement de la transmission déterminé par le calcul des dents à la rupture sera supérieur à celui obtenu par le calcul de la résistance au contact, et pour le diminuer il faut recourir à des roues à denture corrigée.

L'ébrèchement de la surface des dents et même une rupture peuvent survenir également sous l'action d'une charge instantanée très élevée. Une telle charge, sans influer sur l'endurance des dents, peut entraîner dans le cas d'une dureté de la surface HB $\leqslant 350$ une déformation plastique ou pour HB > 350, une rupture fragile. Dans ce cas le calcul des dents se fait séparément pour la roue et le pignon.

Nous avons déjà dit précédemment que dans une transmission ouverte les piqûres ne se forment pas (p. 250). Pour cette raison pour les transmissions de ce type, le calcul délimitant les contraintes de contact ne se fait que pour parer aux déformations plastiques et à une rupture fragile de la surface des dents: l'encombrement d'une transmission ouverte s'établit par calcul des dents à la rupture.

Les dimensions d'une transmission à roues en matières plastiques sont déterminées par le calcul des dents à la rupture, à la formation des piqûres et à l'usure.

Efforts supportés par un engrenage. Considérons un couple de roues à denture droite. Supposons que la roue menée d'un diamètre d_1 (cm) subisse l'action d'un moment de torsion M_{t1} (kgfcm).

L'effort total F_n qui s'exerce sur la dent dans le plan d'engrènement est normal à la surface des dents (négligeons la valeur du

frottement de l'engrenage, son effet sur la valeur des efforts étant infime.). Décomposons-le (fig. 15.17) en un *effort périphérique.*

$$F = \frac{2M_{t1}}{d_1} \text{ kgf} \tag{15.8}$$

et *un effort radial*

$$F_r = F \operatorname{tg} \varphi \text{ kgf.} \tag{15.9}$$

Sur la roue menante l'effort périphérique F est dirigé dans le sens opposé à la vitesse périphérique, mais coïncide avec elle sur la roue menée. Sur les roues à denture extérieure, l'effort radial est dirigé du point de contact vers le centre, et sur les roues à denture intérieure, il part du centre.

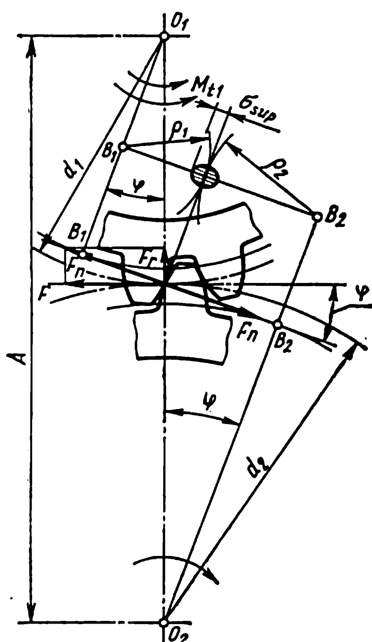


Fig. 15.17

L'effort normal recueilli sur les dents est (fig. 15.17):

$$F_n = \frac{2M_{t1}}{d_1 \cos \varphi} \text{ kgf.}$$

On sait du cours de la théorie des mécanismes et des machines que $d_1 = d_{p1} \frac{\cos \varphi_p}{\cos \varphi}$, donc

$$F_n = \frac{2M_{t1}}{d_{p1} \cos \varphi_p}. \tag{15.10}$$

Cet effort s'emploie pour le calcul de la résistance des dents des engrenages.

Charge pratique. Du fait que les dents des roues d'une transmission subissent, selon la phase d'engrènement, l'action d'une charge variable, il est nécessaire, lors du calcul de leur résistance, de prendre la charge provoquant la contrainte dangereuse maximale correspondant au type de détériorations à éviter. La résistance de contact doit être calculée à partir de la charge agissant dans la zone de formation des piqûres (au niveau de la ligne primitive). Le calcul de la résistance des dents à la rupture doit se faire à partir de la charge qui, appliquée au bras correspondant, provoque une contrainte de flexion maximale dans la section dangereuse de la dent : la charge F_{n1}, appliquée à la tête, qui s'exerce sur le plus grand bras ou la charge plus grande F_n qui s'exerce sur le bras plus petit (fig. 15.6).

Les défauts de fabrication étant inévitables, l'action simultanée de deux couples de dents d'une transmission réelle n'est possible que lorsque la déformation totale sous charge d'un couple de dents

est plus grande que la différence Δ entre les pas de base du pignon et de la roue. Il en est ainsi pour de faibles valeurs de $\Delta = p_{01} - p_{02}$, c'est-à-dire dans le cas des transmissions de précision (du premier au septième degré de précision). Pour les transmissions du 8e au 12e degré de précision, par suite des défauts du pas de base, au moment de l'attaque par sa tête, la dent subira l'action de presque toute la charge F_n. C'est pourquoi dans le calcul de la résistance à la rupture des dents de tels engrenages, on prend toute la charge F_n qui, au moment de son application à la tête de la dent, agit suivant une ligne de contact d'une longueur égale à la largeur B de la roue.

Ainsi, dans le cas d'une distribution uniforme, la charge nominale par unité de longueur de la ligne de contact (charge spécifique) vaut

$$q = \frac{F_n}{l} = \frac{F_n}{B} = \frac{2M_{t1}}{d_{p1} B \cos \varphi_p} \text{ kgf/cm.} \qquad (15.11)$$

Pourtant, la charge spécifique réelle en divers points diffère de la charge nominale par suite d'une distribution irrégulière de la charge le long des lignes de contact et des charges dynamiques supplémentaires engendrées par l'amorce de l'engrènement. L'augmentation de la charge dans les secteurs isolés des lignes de contact par rapport à la grandeur q est traduite par les *coefficients de concentration* de la charge k_c et le coefficient de charge *dynamique* k_d.

Si une transmission est sollicitée par une charge variable dans le temps, le calcul se fait suivant une charge équivalente. Comme nous l'avons montré au chapitre 2 (p. 37), la relation entre la charge équivalente et la charge nominale s'exprime par le *coefficient de service* k_s. Ainsi la charge spécifique pratique q_p peut être mise sous la forme

$$q_p = q k_s k_c k_d. \qquad (15.12)$$

Comme il existe une relation définie entre la charge et les contraintes qu'elle provoque, on utilise souvent le coefficient de service k_s pour déterminer les contraintes admissibles, alors que pour chercher q_p on ne tient compte que de k_c et k_d.

Coefficient de concentration de la charge. La figure 15.8,*a* représente le pignon d'une transmission à un étage. Si la fabrication et le montage de la transmission sont précis, les dents à l'état non chargé (*1*) seront parallèles aux axes de la transmission et leur contact s'effectuera suivant toute la largeur de la roue B.

Sous l'action du moment de torsion M_{t1}, le pignon subit en service la déformation de torsion. La réaction des dents (*2*) de la roue fléchit l'arbre du pignon. La déformation de torsion du pignon et la flèche de l'arbre incurvent les génératrices des dents (*3*) au départ rectilignes. Le même phénomène s'observe sur la roue et l'arbre récepteur, mais il est moins marqué, la rigidité de ce dernier étant plus importante.

Si toutes les dents étaient absolument rigides, le contact et la transmission de toute la charge F_n n'auraient lieu qu'en un point. Mais la déformation des dents fait que le contact se produit suivant une certaine aire dont la longueur peut être égale à la longueur théorique de la ligne de contact ou lui être inférieure. Dans ces conditions, la distribution de la charge le long de l'aire de contact ne sera pas

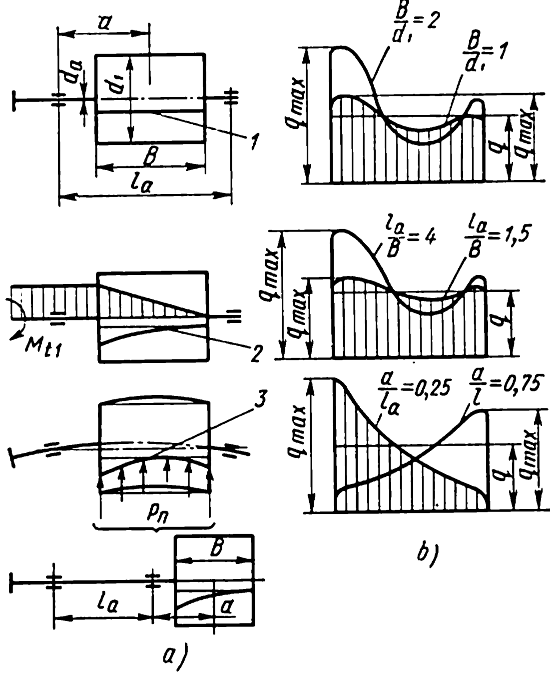


Fig. 15.18

uniforme et ce manque d'uniformité croît avec la rigidité des dents.

L'augmentation de la charge spécifique qui résulte de la distribution irrégulière le long des lignes de contact s'appelle concentration de la charge, alors que le quotient de la charge spécifique maximale q_{max} par sa valeur moyenne q (fig. 15.18,*b*), supposée répartie uniformément, porte le nom de *coefficient de concentration de charge*

$$k_c = \frac{q_{max}}{q}. \qquad (15.13)$$

La valeur q_{max} dépend de la largeur relative du pignon $\psi_p = \frac{B}{d_1}$; de la longueur l_a et du diamètre d_a des arbres de la transmission; de la position des roues sur les arbres par rapport aux paliers; de la rigidité totale des dents des roues; du matériau et de la dureté de

dents; du régime de travail de la transmission, etc. La fig. 15.18,*b* représente les courbes de distribution de la charge dans une denture droite, le pignon étant posé entre paliers; ces courbes illustrent l'influence exercée par certains facteurs sur la grandeur q_{max}.

Dans la distribution de la charge on distingue l'irrégularité *initiale* et l'irrégularité *pratique*. Cette dernière est conditionnée par l'action du rodage des dents sur la diminution de l'irrégularité initiale: plus la dureté des surfaces actives est faible et les conditions de graissage mauvaises, plus le rodage des dents est intense; on en déduit qu'avec le temps la distribution de la charge devient plus régulière.

La valeur précise de k_c est difficile à définir. La résolution théorique et l'étude expérimentale ont permis d'établir une formule approchée pour calculer une transmission de degré de précision 8 aux roues montées entre paliers

$$k_c = 1 + \left[0{,}16\left(\frac{B}{d_1}\right)^2 \frac{1}{k_m} + 0{,}016\left(\frac{B}{d_1}\right)^4\left(1{,}5\frac{l_a}{B} - 0{,}5\right) \times \right.$$
$$\left. \times \left(1 + 5{,}3\frac{d_1^2}{B^2}\sin 2\pi\frac{a}{l_a}\right] k_r k_m k_c, \qquad (15.14)$$

où k_r est le coefficient de rodage des dents qu'on pose égal à 0,8 pour les roues en acier de dureté HB $>$ 350 et à 0,6 pour les roues de dureté HB $\leqslant$ 350; pour les roues en fonte il vaut 0,5;

k_m, le coefficient de matériau des roues: pour les roues en acier $k_m = 1$; pour la combinaison acier-fonte, 0,9; fonte-fonte, $\approx$0,75;

k_c, le coefficient qui tient compte du mode de calcul: à la résistance aux piqûres: 1; à la rupture: 0,9; au grippage: 1,25.

Si le pignon est monté en l'air, l'expression entre crochets de la formule (15.14) doit être multipliée par 6.

Pour les transmissions plus précises (degrés 6 et 7), les valeurs de $k_c > 1{,}05$ peuvent être réduites, et pour les transmissions moins précises (degrés 9 et 10), le coefficient k_c doit être augmenté de 5 à à 10 %.

Dans le cas d'une charge constante, le coefficient k_r doit être divisé par deux. Pour les roues en matières plastiques, il est recommandé de prendre $k_c = 1$ par suite du faible module d'élasticité du matériau.

En établissant le projet d'une transmission, on choisit ses éléments et leurs dimensions de façon à réduire au minimum la concentration de la charge. Dans les cas courants, pour les transmissions à roues placées entre paliers, $B/d_1 \leqslant 1{,}3$ à 1,5; pour les transmissions à roues montées en l'air, $B/d_1 < 0{,}8$. Il faut chercher à placer les paliers des arbres le plus près possible des roues et adopter $l_a \leqslant 2B$; dans le cas d'une disposition asymétrique des roues, les arbres

doivent être plus rigides; les pignons et les roues montés en l'air doivent être placés le plus près possible du palier.

Pour calculer le coefficient k_c il faut d'abord ébaucher le schéma de la disposition du pignon sur l'arbre par rapport aux paliers, c'est-à-dire s'imposer les relations éventuelles $\frac{B}{d_1}$, $\frac{l_a}{B}$ et $\frac{a}{l_a}$. Si l'on obtient $k_c > 1{,}60$, il faut modifier le schéma de l'arbre menant et choisir d'autres valeurs pour la largeur du pignon, la longueur de l'arbre et la distance jusqu'au palier.

La concentration de la charge suivant la largeur des roues est diminuée par l'utilisation d'une denture bateau (fig. 15.19). Les extrémités de ces dents (*1*) sont alors un peu amincies (de 0,01 à 0,025 mm) par rapport aux dents à développante (*2*) grâce à quoi, avant l'application de la charge, le contact des dents ne se produit qu'au milieu de la largeur des roues. Une fois la charge appliquée, les dents s'incurvent dans le sens opposé à la convexité du flanc de la dent, et le contact s'établit sur toute la largeur des roues. Dans ces conditions les écarts dans la distribution de la charge deviennent peu importants.

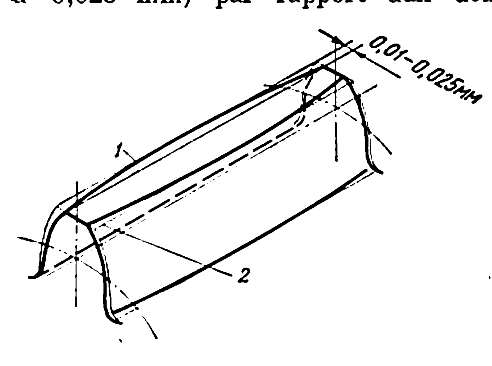


Fig. 15.19

Coefficient de charge dynamique. Le manque de précision d'un engrenage conditionné par l'imprécision de l'outil et de la machine de fabrication se traduit par le fonctionnement inégal de la transmission. Bien que le rapport de transmission i d'un cycle complet soit une valeur constante, ses valeurs instantanées se distinguent de la valeur requise. Il en résulte que la rotation de la roue menée est inégale, même lorsque la vitesse de la roue menante est constante. Les accélérations angulaires engendrées dans ce cas font que la prise des dents se produit par à-coups. Cela produit des charges dynamiques supplémentaires F_d sur les dents, dont l'apparition provoque des bruits et des vibrations de la transmission et réduit la capacité des roues à transmettre la charge utile.

Le fonctionnement d'un engrenage produit deux types de chocs, *choc de sommet* et *choc de milieu de la dent*. Le choc de sommet se produit quand le sommet de la dent de la roue menée B_2 entre prématurément en contact avec la racine de la dent de la roue menante B_1 (fig. 15.20,*a*). Dans ces conditions le contact ne se produit pas suivant la ligne d'engrènement, et donc le rapport correct des vitesses angulaires se trouve compromis: la vitesse de la roue *2* augmente,

une charge dynamique supplémentaire apparaît, qui accélère le mouvement de la roue *2*.

Au moment où l'engrènement d'un couple de dents à $p_{02} < p_{01}$ prend fin, il se produit un choc d'un autre type, choc au milieu de la dent (fig. 15.20,*b*). Le jeu $j = p_{01} - p_{02}$ et le contact avec la dent A_1 en dehors de la ligne d'engrènement font que la roue menée *2* est entraînée par la dent de la roue menante. La vitesse de la roue *2*

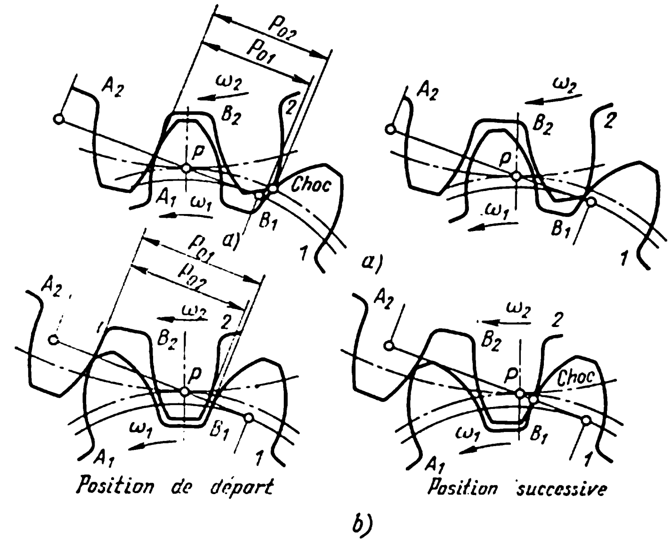


Fig. 15.20

diminue jusqu'à ce que le jeu j devienne nul et que les dents B_1 et B_2 entrent en contact. Au moment où les dents entrent en contact, il se produit un choc dû à la différence des vitesses ($v_2 < v_1$).

Les charges dynamiques sont d'autant plus grandes que les engrenages sont moins précis, la vitesse et les masses liées aux arbres de la transmission plus grandes. Plus la vitesse périphérique des engrenages est grande, plus la précision d'une transmission doit être élevée, (cf. p. 260).

Le quotient de la charge totale ($F_n + F_d$) par la charge normale F_n s'appelle *coefficient de charge dynamique*:

$$k_d = 1 + \frac{F_d}{F_n}. \qquad (15.15)$$

Pour le choix de k_d on se rapportera au tableau 15.2 qui en donne les valeurs en fonction de la dureté de la surface des dents; il en est ainsi parce que la résistance accrue des dents contribue à l'augmentation de la charge F_n, et donc à la diminution du coefficient k_d.

Le calcul d'établissement d'un projet se fait en choisissant le coefficient k_d en fonction de la vitesse périphérique éventuelle.

Tableau 15.2

Coefficient de charge dynamique k_d pour les roues à denture droite

Degré de précision	Dureté de la surface des dents, HB	Vitesse périphérique v, m/s			
		< 1	1 à 3	3 à 8	8 à 12
6	⩽ 350 > 350	—	—	1,2 1,2	1,3 1,3
7	⩽ 350 > 350	—	1,25 1,2	1,45 1,3	1,55 1,4
8	⩽ 350 > 350	1 1	1,35 1,3	1,55 1,4	—
9	⩽ 350 > 350	1,1 1,1	1,45 1,4	—	—

Lorsque les dimensions des engrenages et, par suite, la vitesse périphérique sont définies, il faut vérifier la valeur du coefficient k_d et apporter des corrections correspondantes aux dimensions de la transmission.

La force du choc est réduite par une dépouille au sommet des dents (fig. 15.21). Cette dépouille déforme la développante près du sommet vers l'intérieur du corps de la dent, ce qui permet de compenser la modification du pas de base due à la déformation des dents sous charge. Ainsi on assure un engrènement des dents plus uniforme, et la valeur de la charge dynamique diminue. Le choix des coefficients de charge dynamique pour les engrenages à denture droite dépouillée peut être guidé par le tableau 15.9.

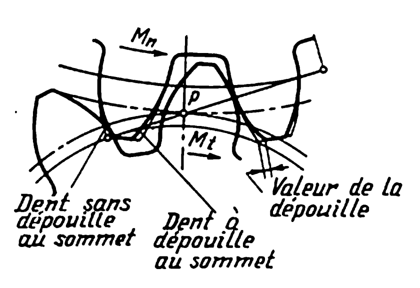


Fig. 15.21

Calcul des dents à la résistance au contact. Pour assurer la résistance au contact des surfaces, il faut limiter la contrainte de compression maximale définie par la formule (2.30) (p. 43) du problème de contact classique. En fait, la résistance des surfaces actives des dents dépend non seulement du rayon de courbure réduit et du module d'élasticité du matériau, mais également de la qualité de la surface des dents, du traitement thermique, du graissage, etc. La formu-

le (2.30) ne traduit donc pas l'état de contrainte réel de la zone de contact. Pourtant, en l'absence d'autres bases théoriques et en raison de la simplicité de cette relation, on l'utilise pour le calcul des engrenages; la non-concordance des conditions théoriques de la formule (2.30) avec les conditions réelles de sollicitation des surfaces des dents est compensée par le choix des contraintes de compression admissibles, établies empiriquement; d'ailleurs, les résultats des expériences sont également traités à l'aide de la formule (2.30).

Transformons la formule (2.30) pour la rendre conforme aux conditions d'engrènement des dents en remplaçant ses valeurs par des paramètres d'un engrenage. Puisque les piqûres commencent à se former dans la zone du cercle primitif, il faut substituer dans la formule (2.30) les symboles par les valeurs de la pression spécifique pratique q_p et du rayon réduit ρ relatives à l'engrènement au centre instantané de rotation.

D'après la figure (15.17), on a:

$$\rho_p = \frac{d_p}{2}\sin\varphi \quad \text{et} \quad \rho_r = \frac{d_r}{2}\sin\varphi; \tag{15.16}$$

or $d_p = \frac{2A}{i \pm 1}$ et $d_r = \frac{2Ai}{i \pm 1}$,

donc

$$\rho = \frac{\rho_p \rho_r}{\rho_r \pm \rho_p} = \frac{Ai}{(i \pm 1)^2}\sin\varphi^*. \tag{15.17}$$

Remplaçant dans la formule (2.30) les symboles par la charge spécifique pratique q_p donnée par la formule (15.12) et le rayon de courbure réduit ρ donné par la formule (15.17), nous obtenons la contrainte de compression au centre instantané de rotation:

$$\sigma_{sup} = 0{,}418\sqrt{\frac{qk_c k_d E\cdot 2(i \pm 1)}{d_{p1}\cos\varphi_p \operatorname{tg}\varphi i}} =$$

$$= 0{,}836\sqrt{\frac{M_{t1}k_c k_d E}{d_{p1}^2 B\cos^2\varphi_p \operatorname{tg}\varphi}\cdot\frac{(i \pm 1)}{i}} \leqslant [\sigma]_{sup}. \tag{15.18}$$

Dans la formule (15.18) on peut dégager deux facteurs indépendants qui influent sur la grandeur des contraintes de contact: $k_m = 0{,}836\sqrt{E}$, coefficient du matériau, et $k_\varphi = \sqrt{\frac{1}{\cos^2\varphi_p \operatorname{tg}\varphi}}$, coefficient qui tient compte de la géométrie de la transmission. Il vient

$$\sigma_{sup} = k_m k_\varphi \sqrt{\frac{M_{t1}k_c k_d (i \pm 1)}{d_{p1}^2 Bi}} \leqslant [\sigma]_{sup}. \tag{15.19}$$

Pour le calcul d'établissement de projet on peut donc transformer la formule (15.19). Le diamètre du cercle primitif du pignon

* On prend le signe « + » pour l'engrènement extérieur et « — » pour l'engrènement intérieur.

avec $B = \psi_p d_{p1}$

$$d_{p1} = \sqrt[3]{\left(\frac{k_m k_\varphi}{[\sigma]_{sup}}\right)^2 \frac{M_{t1} k_c k_d}{\psi_p} \cdot \frac{i \pm 1}{i}}, \qquad (15.20)$$

et sous la condition que $B = \psi A$ et $d_{p1} = \frac{2A}{i+1} \cdot \frac{\cos\varphi}{\cos\varphi_p}$,

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{k_m k'_\varphi}{[\sigma]_{sup}}\right)^2 \cdot \frac{M_{t1} k_c k_d}{\psi i}}, \qquad (15.21)$$

où $k'_\varphi = \sqrt{\frac{1}{2 \sin 2\varphi}}$.

Pour un couple de roues en acier, le coefficient k_m est égal à 1 225, pour le couple fonte-acier, à 1 065. Pour une transmission non corrigée ($\varphi = 20°$) les coefficients k_φ et k'_φ valent respectivement 1,7 et 0,88. Dans le cas d'une denture déportée avec variation d'entraxe, les valeurs de ces coefficients diminuent avec l'augmentation de l'angle de pression. Ainsi, avec $\varphi = 26°$, $k_\varphi = 1{,}52$ et, par conséquent, le diamètre du pignon devient de 11 % plus petit et la charge transmise de 22 % plus grande que dans une transmission non corrigée.

Dans les transmissions réalisées, la largeur relative des roues $\left(\text{le rapport de la largeur à l'entraxe } \psi = \frac{B}{A}\right)$ varie dans de larges limites : de 0,1 à 1,2. Plus la puissance transmise est grande, le carter du réducteur rigide et la transmission précise, plus la valeur adoptée de ψ doit être grande.

Dans les boîtes de vitesses à roues dentées coulissantes ou à trains de roues, dans lesquelles il importe de réduire les dimensions axiales, il faut opter pour une largeur relative $\psi = 0{,}1$ à 0,2. Pour des transmissions fermées à vitesse et puissance moyennes, $\psi = 0{,}4$ à 0,6. Pour les roues montées entre paliers à charge constante, $\psi_p \leqslant 1{,}6$, et à charge variable, $\leqslant 1{,}3$; pour un pignon monté en l'air, $0{,}7 < \psi_p < 0{,}8$.

Contraintes de contact admissibles. Les données initiales pour le calcul des valeurs des limites d'endurance au contact sont obtenues par des expériences effectuées avec les engrenages. Les charges appliquées dans de telles expériences permettent de calculer les contraintes de compression à la surface des dents et de dresser les courbes de fatigue. Nous avons déjà indiqué que la liaison entre les contraintes de contact admissibles (de même qu'entre la limite d'endurance au contact) et la dureté des surfaces est définie par les formules (2.32) : $\sigma_{sup} = C_B \text{HB}$, $\sigma_{sup} = C_R \text{HRC}$. Les valeurs des coefficients C_B et C_R en fonction de la nuance du matériau et de son traitement thermique sont données dans le tableau 15.3.

Lorsque $i > 1$, il est recommandé d'adopter pour le pignon une dureté de surface des dents de 30 à 50 unités Brinell supérieure

Tableau 15.3

Valeurs des coefficients C_B et C_R de la formule (2.32)

Matériau des engrenages	Traitement thermique	Dureté de surfaces des dents	Coefficient C_B ou C_R	Nombre de base de cycles $N_b \cdot 10^{-6}$
Aciers au carbone et alliés, toutes les nuances	Recuit, normalisation ou bonification	HB ⩽ 260 HB 260 à 350	$C_B = 25$	10 10 à 25
Aciers au chrome-nickel hautement alliés des nuances 12XH3A, 20XH3A, 12XH4A, 18XГT et similaires	Cémentation	HRC 55 à 63	$C_R = 310$	80 à 140
Aciers alliés des nuances 20XH, 12XH2, 20X, 15X, 15XM, 20XФ			$C_R = 280$	
Aciers au carbone des nuances 15, 20, 15Г, 20Г			$C_R = 220$	
Aciers au carbone ou alliés des nuances 40, 45, 35X, 40X, 40XH	Trempe volumique ou superficielle	HRC 40 à 55	$C_R = 240$	30 à 80
Fonte grise de СЧ 24-44 à СЧ 35-56		HB 170 à 270	$C_B = 15$	—
Fonte inoculée		HB 170 à 262	$C_B = 18$	—

à celle de la roue, les dents du pignon entrant en contact plus fréquemment que celles de la roue. La dureté plus élevée des dents du pignon contribue aussi à l'augmentation de la résistance des dents de la roue grâce à leur consolidation au cours du travail.

Les expériences sur la formation des piqûres ont permis d'établir que la valeur des contraintes admissibles est fonction des conditions de service, de la qualité, de la viscosité de l'huile et d'autres facteurs. L'influence de chacun de ces facteurs est exprimée par des coefficients correctifs correspondants: k_r, service; k_s, qualité de surface; k_h viscosité de l'huile; les valeurs de ces coefficients sont

établies empiriquement. La formule (2.32) conduit à

$$[\sigma]_{sup} = \sigma_{sup} k_r k_s k_h. \quad (15.22)$$

Le facteur de service peut être déterminé d'après la formule (2.17) en adoptant comme valeur moyenne $m = 6$ pour le nombre de base de cycles N_b correspondant (tableau 15.3):

$$k_r = \sqrt[6]{\frac{N_b}{N}}. \quad (15.23)$$

Si les charges différentes M_i sont appliquées pendant T_i h chacune, le nombre de tours étant n_i, alors au lieu de N, il faut porter dans la formule (15.23) le nombre équivalent de cycles de sollicitations (cf. p. 37)

$$P_é = \frac{60a}{M_{t1}^3} \sum M_i^3 n_i T_i, \quad (15.24)$$

où M_{t1} est le moment maximal à action prolongée porté dans la formule (15.21);

a, le nombre de prises de la dent en un tour de pignon.

Lorsque $\frac{N_b}{N_é} \leqslant 1$, on admet pour les roues en fonte et en acier $k_r = 1$. Pour les roues en textolite et en lignofol la contrainte de contact admissible est respectivement de 430 à 470 kgf/cm² et de 520 à 635 kgf/cm².

Les valeurs des facteurs k_s et k_h sont données dans les ouvrages de référence appropriés. Ainsi, le facteur de qualité de surface pour les dents à état de surface ∇5 est $k_s = 0{,}95$; pour les dents d'engrenages de degrés de précision 7 et 8 (état de surface ∇6 et ∇7), $k_s = 1$; pour les dents rodées en charge (état de surface ∇7 et ∇8), $k_s = 1{,}1$ à $1{,}15$. Pour les huiles à viscosité cinématique $\nu = 50$ à 300 cSt (à la température de son refoulement dans l'engrenage), $k_h = 1$. Dans les calculs approchés il est possible de poser $k_s = k_h = 1$.

Nous avons déjà indiqué qu'une surcharge assez importante est susceptible d'amener la détérioration de la surface d'une dent même dans le cas d'une action de courte durée (voire unitaire). Une telle charge n'exerçant pas d'influence sur l'endurance au contact de la surface peut provoquer des déformations plastiques pour une dureté de la surface HB ⩽ 350, ou une rupture fragile lorsque HB > 350. Pour parer à ces détériorations il faut observer la condition suivant laquelle la contrainte de compression déterminée d'après la formule (15.19), après l'introduction dans cette formule de $M_{t1\,max}$, ne soit pas plus grande que la valeur limite de la contrainte de compression au contact admissible (pour une charge statique):

$$\sigma_{sup\,max} \leqslant [\sigma]_{sup\,lim}. \quad (15.25)$$

A titre de valeurs approchées on peut adopter pour les engrenages en acier à HB $\leqslant$ 350 $[\sigma]_{\text{sup lim}} \approx 3{,}1\sigma_T$, et à HB $>$ 350, $[\sigma]_{\text{sup lim}} \approx 420$ HRC.

Calcul de la résistance des dents à la rupture. Cherchons les contraintes maximales dans la section dangereuse d'une dent de largeur $B = 1$ cm (module m en cm). Les données de nombreuses expériences ayant pour but l'étude des contraintes s'exerçant à la racine des dents autorisent à considérer que la section dangereuse passe par les points de contact du profil de la dent avec les lignes formant un angle de 30° avec l'axe de la dent (fig. 15.22). Décomposons la force q_p suivant deux directions: perpendiculaire à l'axe de la dent et le long de cet axe. La première composante fléchit la dent, la deuxième la comprime. Les contraintes de flexion s'écrivent

$$\sigma_f' = \frac{M_f}{W} = \frac{6q_p l}{\gamma_e^2},$$

et la contrainte de compression:

$$\sigma_{\text{com}} = \frac{q_{\text{com}}}{S} = \frac{q_p \sin\delta}{\gamma_e},$$

donc

$$\sigma_f = \frac{6q_p l}{\gamma_e^2} - \frac{q_p \sin\delta}{\gamma_e},$$

ou de même

$$\sigma_f = \frac{q_p}{m}\left(\frac{6\frac{l}{m}}{\frac{\gamma_e^2}{m^2}} - \frac{\sin\delta}{\frac{\gamma_e}{m}}\right). \qquad (15.26)$$

Si l'on désigne

$$\frac{6\frac{l}{m}}{\frac{\gamma_e^2}{m^2}} - \frac{\sin\delta}{\frac{\gamma_e}{m}} = \frac{1}{y},$$

la formule (15.26) peut s'écrire:

$$\sigma_f = \frac{q_p}{my}, \qquad (15.27)$$

où y est *le coefficient de forme de la dent*, ainsi nommé parce que sa valeur est fonction du profil de la dent.

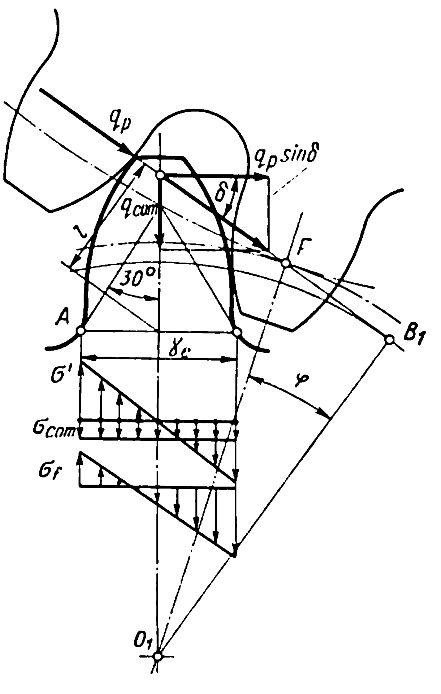


Fig. 15.22

Puisque pour la forme considéré de la dent l et γ_e sont proportionnelles au module, le coefficient y ne dépend pas de la valeur du module. Le profil des dents varie suivant le nombre de dents z et le coefficient de déport δ, c'est pourquoi les valeurs du coefficient de forme de la dent, établies graphiquement, sont données dans les tableaux ou sur les graphiques comme fonction du nombre de dents z et du

coefficient de déport δ (fig. 15.23). Pour les engrenages intérieurs à $z_r \geqslant 30$, le coefficient de forme des dents se définit par la formule:

$$y = 0,5\left(1 + \frac{20}{z_r}\right). \qquad (15.28)$$

En remplaçant dans la formule 15.27 la charge spécifique pratique par celle tirée de la formule, on obtient:

$$\sigma_{fp} \doteq \frac{M_{tp} k_c k_d f (i \pm 1)}{ABimy \cos \varphi} \leqslant [\sigma]_{fp} \qquad (15.29)$$

où $[\sigma]_{fp}$ est la contrainte de flexion admissible à la racine de la dent du pignon.

Les contraintes de flexion des dents du pignon σ_{fp} étant trouvées,

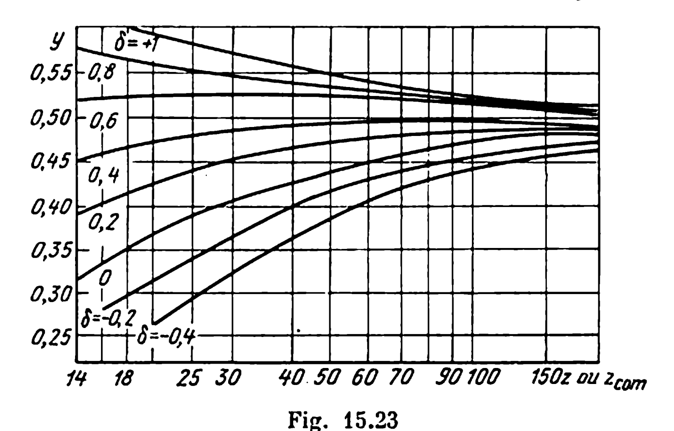


Fig. 15.23

les valeurs des contraintes de flexion sur les dents de la roue σ_{fr} s'obtiennent aisément d'après la formule:

$$\sigma_{fr} = \sigma_{fp} \frac{y_p}{y_r}, \qquad (15.30)$$

car les contraintes de flexion nominales ne dépendent que du coefficient de forme de la dent.

De la formule (15.29) on peut obtenir aisément la formule du module des engrenages. En posant $d_{pp} = z_p m$ et $\frac{B}{m} = \psi_m$, on obtient pour $\cos \varphi = 0,94$

$$m = 1,28 \sqrt[3]{\frac{M_{tp} k_c k_d}{z_p i \psi_m y_p [\sigma]_{fp}}} \text{ cm.} \qquad (15.31)$$

Pour trouver le module d'engrenage d'après la formule (15.31) on s'impose le nombre de dents z_p et la relation ψ_m. Pour réduire au

minimum l'encombrement d'une transmission ouverte, le nombre de dents des pignons de celle-ci doit être minimal. Le nombre minimal de dents défini par la condition d'absence de l'interférence à $\varphi = 20°$ est $z_{min} = 17$. La relation ψ_m est choisie dans les limites de 8 à 15.

Le nombre de dents des engrenages des transmissions fermées doit être le plus grand possible. L'augmentation du nombre de dents des roues (les diamètres des roues déterminés par le calcul de la résistance de la surface des dents restant les mêmes) ne fait pas que diminuer les frais de fabrication, mais encore, grâce à la diminution de la quantité du matériau enlevé, augmente la tenue des outils de coupe, réduit les déformations et les contraintes des roues et améliore la précision de l'engrenage. Par ailleurs, l'augmentation du nombre de dents améliore le fonctionnement de la transmission : les pertes par frottement diminuent (en raison inverse du nombre des dents), le coefficient de recouvrement augmente.

La valeur de y_p est adoptée en fonction du nombre de dents choisi. Le module d'engrenage tiré de la formule (15.31) est arrondi à la valeur normalisée la plus proche.

Contraintes de flexion admissibles. Leur valeur dépend du matériau et de son traitement thermique ou thermochimique, de la nature de la sollicitation des dents (agissant dans une ou dans deux directions), des conditions de service de la transmission, de la forme du congé de raccordement et de la qualité de la surface de cette partie de la dent. Lorsque la sollicitation ne s'exerce que dans une direction (variation pulsatoire des contraintes), la valeur de la contrainte admissible est définie par la formule :

$$[\sigma]_f = \frac{\sigma_0}{nk_\sigma} k_r,$$

où σ_0 est la limite de fatigue des dents ;
n, le coefficient de sécurité ;
k_σ, le coefficient de concentration des contraintes à la racine de la dent ;
k_r, le coefficient de service.

On peut poser approximativement $\sigma_0 \approx 1{,}4\sigma_{-1}$. Donc,

$$[\sigma]_f = \frac{1{,}4\sigma_{-1}}{nk_\sigma} k_r. \quad (15.32)$$

Lorsque les dents sont sollicitées dans les deux directions par des charges identiques, la contrainte admissible s'écrit :

$$[\sigma]_f = \frac{\sigma_{-1}}{nk_\sigma} k_r. \quad (15.33)$$

En ce qui concerne le *coefficient de service*, on peut, de même qu'on a fait pour le calcul de la contrainte de contact admissible,

déterminer la valeur de k_r d'après la formule:

$$k_r = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{N}}; \qquad (15.34)$$

dans ce but, on pose la valeur de m dans la formule (2.17) de la résistance volumique égale à 9. Pour une allure étagée de la charge, N est à remplacer par $N_б$ de la formule (15.24), l'exposant étant 9 au lieu de 3, car la contrainte de flexion est proportionnelle au moment fléchissant. Donc,

$$N_б = \frac{1}{M_t^9} \sum M_i^9 N_i. \qquad (15.35)$$

Le *coefficient de concentration de contraintes* à la racine des dents est fonction du nombre de dents, des paramètres du profil de référence et du coefficient de déport de l'outil δ (du fait de l'influence de ces facteurs sur la forme du congé de raccordement), ainsi que de la matière des dents et de la qualité de la surface de raccordement.

La concentration de contraintes croît avec l'augmentation du déport de l'outil.

Certains coefficients de concentration de contraintes sont consignés sur le tableau 15.4.

Tableau 15.4

Valeurs des coefficients de concentration de contraintes k_σ

Coefficient de déport δ	Nombre de dents				
	$\leqslant 20$	30	40	60	$\geqslant 100$
$\delta = 0$	1,24	1,34	1,37	1,41	1,45
$\delta \neq 0$	$k_{\sigma\delta} = k_\sigma + \delta \frac{1{,}54 - k_\sigma}{0{,}6}$				

Le *coefficient de sécurité* n dépend de la nature de l'ébauche et du traitement thermique ou thermochimique ultérieur.

Les valeurs numériques de ce coefficient sont indiquées dans le tableau 15.5

Pour prévenir une rupture brusque ou l'apparition d'une déformation plastique de flexion résultant de l'action d'une charge excessive, il convient de vérifier la condition:

$$\sigma_{f\ max} \leqslant [\sigma]_{f\ lim}. \qquad (15.36)$$

Les contraintes de flexion maximales sont définies par la formule (15.29) dans laquelle M_{tp} est remplacé par $M_{tp\ max}$. Les contraintes

Tableau 15.5

Valeurs des coefficients de sécurité *n*

Matériau de la roue	Nature de l'ébauche	Traitement thermique	Coefficient de sécurité *n*
Acier et fonte	Pièce moulée	Sans traitement thermique	2
		Recuit, normalisation ou bonification	1,8
Acier	Pièce forgée	Trempe volumique HB > 350	2
		Normalisation ou bonification	1,6

maximales admissibles à la racine de la dent, la charge appliquée étant statique, sont définies par l'état du matériau. Pour prévenir la rupture éventuelle des pièces en matériaux fragiles (dureté de l'âme HB > 350) la contrainte ne doit pas dépasser

$$[\sigma]_{f\,lim} = \frac{\sigma_t}{nk_\sigma}. \qquad (15.37)$$

Le coefficient de sécurité n peut être pris égal à 2,5 ou 3.

Pour prévenir la déformation plastique à la flexion des dents en acier à dureté d'âme HB < 350, la contrainte maximale ne doit pas dépasser

$$\sigma_{f\,lim} = \frac{\sigma_T}{n} \qquad (15.38)$$

Ici, le coefficient de concentration des contraintes n'est pas pris en considération car pour les matières plastiques sollicitées par une charge statique la concentration des contraintes ne diminue pas la résistance.

Le coefficient de sécurité n adopté varie de 1,4 à 2.

Calcul de la tenue au grippage. Les critères susceptibles de déterminer le degré de grippage des dents influant sur leur aptitude à transmettre la charge ne sont pas encore établis. Pourtant, le calcul basé sur la comparaison de la température instantanée de l'engrenage avec les valeurs admissibles établies expérimentalement permet d'obtenir des facteurs approximatifs contribuant à l'amélioration de l'engrenage. On suppose que le grippage apparaît lorsque le film d'huile se désagrège dans les conditions d'une température locale atteignant une valeur déterminée.

Le calcul part de la considération que la température au droit de contact augmente avec l'accroissement du travail de frottement. Ce travail est proportionnel à la charge de contact spécifique et à la vitesse de glissement des dents le long d'une tangente commune. Pour les valeurs moyennes de conductibilité thermique et de capacité thermique, la formule de Blok, prévue pour le calcul de la température instantanée au droit de contact des pièces en acier, permet d'obtenir la formule pour le calcul de la température des engrenages en acier:

$$t_c = 1{,}84 f\left(\sqrt{v_1} - \sqrt{v_2}\right) \sqrt[4]{\frac{q_p^2}{\rho}} \leqslant [t_c], \qquad (15.39)$$

où f est le coefficient de frottement;

v_1 et v_2, les vitesses de déplacement du point de contact des dents aux points a et d (voir fig. 15.6) dans le sens de la tangente commune;

q_p, la charge spécifique pratique déterminée par la formule (15.12) pour $k_r = 1$;

ρ, le rayon de courbure réduit aux points a et d.

Pour les calculs approchés, les valeurs des vitesses et des rayons de courbure sont choisies pour les points a et d sur la ligne d'engrènement (voir fig. 15.6).

Les valeurs admissibles de la température instantanée $[t_c]$ sont consignées sur le tableau 15.6.

Tableau 15.6

Valeurs admissibles de $[t_c]$

Dureté des surfaces actives des dents	Vitesse périphérique v, m/s	$[t_c]$, °C	Rodage et qualité de contact
HB < 350 (bonification et normalisation)	≤ 5 De 5 à 18 > 18	60 80 120	Sans rodage. Sous rodage minutieux et charge progressive, les valeurs de $[t_c]$ de ce tableau peuvent être augmentées de 20°
HRC > 45 (trempe)	—	200	Sans rodage
HRC > 52	—	250	Très bonnes surfaces, contact suivant toute la surface active

Un autre mode de calcul du grippage utilise la contrainte de compression de contact au centre instantané de rotation, dont la

valeur maximale admissible $[\sigma]_{gr}$ satisfait à la condition d'absence de grippage: $\sigma_{sup} \leqslant [\sigma]_{gr}$. La contrainte σ_{sup} est calculée suivant la formule (15.19) pour $k_d = 1$ et une charge maximale instantanée $M_{t\ max}$ des conditions de service considérées de la transmission. Les valeurs de $[\sigma]_{gr}$ sont établies pour des conditions de service, des matériaux des roues et des conditions d'exploitation bien déterminés.

Tableau 15.7

Formules pour obtenir les dimensions principales des engrenages cylindriques à denture droite extérieure

Eléments de l'engrenage	Formules
Diamètre du cercle primitif	$d_p = zm$ (en mm)
Diamètre du cercle de base	$d_0 = d_p \cos \varphi_p$ (en mm)
Entraxe à $\delta_p = \delta_r = 0$ et $\delta_r = -\delta_p$	$A_p = \frac{z_r + z_p}{2} m$ (en mm)
Entraxe à $\delta_r \neq \pm\delta_p \neq 0$	$A = A_p(\lambda_0 + 1)$ (en mm)
Coefficient de déplacement des axes	$\lambda_0 = \frac{\cos \varphi_p}{\cos \varphi} - 1$ (Son choix se fait suivant le tableau 15.8 en fonction de δ_0)
Coefficient de déport relatif total	$\delta_0 = \frac{2(\delta_r + \delta_p)}{z_r + z_p}$
Coefficient d'écart de l'entraxe	$a = \frac{A - A_p}{m}$
Coefficient de déplacement inverse	$\nu = (\delta_r + \delta_p) - a$
Diamètre de la circonférence de tête	$D_e = d_p + 2(f_0 + \delta - \nu) m$ (en mm)
Diamètre de la circonférence de pied	$D_i = d_p - 2(f_0 + c_0 - \delta) m$ (en mm)

Calcul des dimensions géométriques principales. Si l'on connaît l'entraxe A et la module m (cf. le calcul de la résistance), on détermine les diamètres des roues, les dimensions des éléments de l'engrènement ainsi que les caractéristiques de l'engrènement: le coefficient de conduite, le glissement spécifique, etc. Ces calculs se font suivant les formules données dans le cours des mécanismes et des machines, ainsi que dans les ouvrages spéciaux traitant de la théorie et de la pratique des engrenages. Les formules principales sont consignées sur le tableau 15.7.

L'entraxe d'une transmission corrigée est calculé à l'aide du coefficient de déplacement des axes λ_0 déterminé suivant le coefficient de déport relatif total δ_0 (tableau 15.8).

Les valeurs pratiques du module et de l'entraxe doivent être ramenées aux grandeurs prévues par les normes correspondantes. Dans le cas de correction de certaines valeurs initiales (z, m, δ, A), il convient de reprendre le calcul de la résistance en tant qu'un calcul de vérification. D'après les données définitives des calculs géométriques on réalise alors les dessins des roues (cf. p. 259) et du carter de la transmission (cf. p. 359).

CALCUL DES ENGRENAGES CYLINDRIQUES À DENTURE HÉLICOÏDALE ET À CHEVRON

Les principes essentiels régissant le calcul des engrenages à denture hélicoïdale sont analogues à ceux du calcul des engrenages à denture droite. Aussi nous n'examinerons ici que certaines particularités conditionnées par la géométrie des engrenages à denture hélicoïdale et à chevron.

Sollicitations de l'engrenage. Soit M_t le moment de torsion qui agit sur une roue. La pression totale F_n qui s'exerce sur une dent, agit dans le plan d'engrènement normalement à la surface des dents. L'inclinaison des dents dans le plan de l'engrenage étant β_0, le vecteur F_n fait également l'angle β_0 avec le plan normal à l'axe (l'action du frottement est négligée). Cet effort normal (fig. 15.24) a trois composantes: les efforts *périphérique* F, *radial* F_r et *axial* F_a.

La valeur et la direction des efforts périphérique et radial sont déterminées de la même façon que pour une denture droite.

L'effort axial

$$F_a = F \operatorname{tg} \beta,$$

où β est l'angle d'inclinaison des dents au niveau du cylindre primitif.

La direction de l'effort axial dépend de celles de rotation et d'inclinaison des dents. La figure 15.24 matérialise les efforts d'une roue menée à hélice à droite tournant dans le sens des aiguilles d'une

Tableau 15.8

Valeurs du coefficient de déplacement des axes λ_0 et du coefficient de déport relatif total δ_0 en fonction de l'angle de pression φ

Minutes	$\varphi = 20°$		$\varphi = 21°$		$\varphi = 22°$		$\varphi = 23°$		$\varphi = 24°$	
	λ_0	δ_0	λ_0	δ_0	λ_0	δ_0	λ_0	δ_0	λ_0	δ_0
0	0,00000	0,00000	0,00655	0,00671	0,01349	0,01415	0,02085	0,02238	0,02862	0,03145
10	0,00106	0,00107	0,00768	0,00789	0,01469	0,01547	0,02211	0,02383	0,02996	0,03304
20	0,00214	0,00216	0,00882	0,00910	0,01590	0,01680	0,02339	0,02530	0,03131	0,03467
30	0,00323	0,00326	0,00997	0,01033	0,01712	0,01816	0,02468	0,02681	0,03267	0,03631
40	0,00432	0,00439	0,01113	0,01158	0,01835	0,01955	0,02598	0,02833	0,03405	0,03798
50	0,00543	0,00554	0,01231	0,01286	0,01959	0,02095	0,02730	0,02988	0,03544	0,03969
60	0,00655	0,00671	0,01349	0,01415	0,02085	0,02238	0,02862	0,03145	0,03684	0,04141

Minutes	$\varphi = 25°$		$\varphi = 26°$		$\varphi = 27°$		$\varphi = 28°$		$\varphi = 29°$	
	λ_0	δ_0	λ_0	δ_0	λ_0	δ_0	λ_0	δ_0	λ_0	δ_0
0	0,03684	0,04141	0,04550	0,05232	0,05464	0,06424	0,06427	0,07724	0,07440	0,09138
10	0,03825	0,04316	0,04699	0,05424	0,05621	0,06633	0,06592	0,07952	0,07614	0,09385
20	0,03967	0,04494	0,04850	0,05618	0,05780	0,06845	0,06759	0,08182	0,07790	0,09636
30	0,04111	0,04674	0,05001	0,05815	0,05939	0,07061	0,06927	0,08416	0,07967	0,09890
40	0,04256	0,04857	0,05154	0,06015	0,06100	0,07278	0,07097	0,08654	0,08145	0,10148
50	0,04403	0,05043	0,05309	0,06218	0,06263	0,07500	0,07268	0,08894	0,08325	0,10409
60	0,04550	0,05232	0,05464	0,06424	0,06427	0,07724	0,07440	0,09138	0,08507	0,10673

Note. Pour des valeurs intermédiaires des angles de pression les valeurs λ_0 et δ_0 sont déterminées par interpolation.

montre. Lorsque le sens d'inclinaison des dents ou celui de la rotation changent, l'effort axial s'exerce dans la direction opposée.

Dans une transmission par engrenages à denture hélicoïdale, même lorsque les roues sont symétriques aux paliers, les sollicitations sur ces derniers ne sont pas les mêmes, car sur l'un la réaction suscitée par le moment $F_a r$ s'ajoute à celle produite par l'effort radial F_r, alors que sur l'autre, elle s'en retranche. Les paliers doivent être

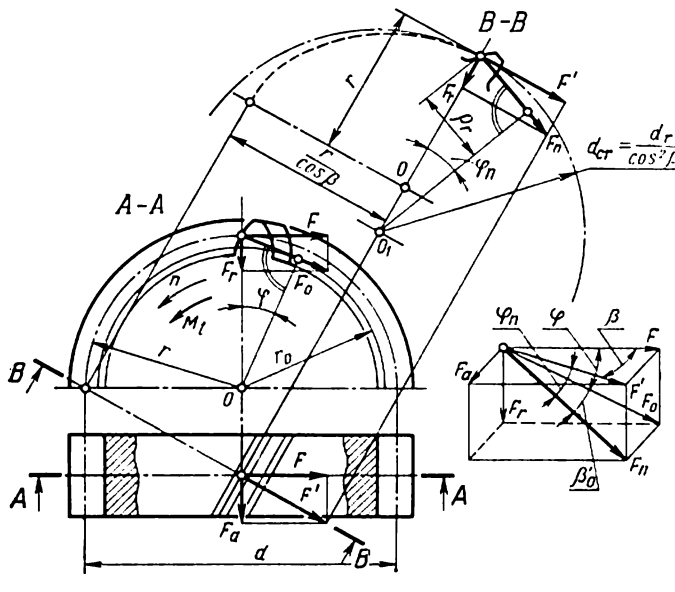


Fig. 15.24

conçus de telle manière que l'effort F_a soit appliqué au palier qui supporte la plus faible charge radiale.

L'effort normal peut être calculé par les relations (fig. 15.24):

$$F_n = \frac{F_0}{\cos \beta_0} = \frac{2M_t}{d_r \cos \varphi \cos \beta_0} . \qquad (15.40)$$

Cet effort est pris comme élément de départ pour le calcul des dentures hélicoïdales et à chevrons.

Charge pratique. La valeur de la charge spécifique, c'est-à-dire de la charge par unité de longueur des lignes de contact, sa distribution étant supposée uniforme, est définie par la relation $q = \frac{F_n}{L}$.
Lorsque la longueur totale des lignes de contact des dents est minimale, la pression spécifique atteint la valeur maximale, le calcul d'après la formule (15.3) doit donc se faire en introduisant λ_{min}.

La valeur réelle de la charge spécifique maximale est plus grande

du fait que dans une transmission à denture hélicoïdale, de même que dans celle à denture droite, la charge se distribue de façon inégale suivant les lignes de contact. Toutefois, la cause en est non seulement la déformation des pièces de la transmission et les imprécisions de fabrication, mais aussi le fait que les lignes de contact sont disposées sur les dents de façon oblique. Cette dernière circonstance rend la rigidité totale d'un couple de dents *1* et *2* (fig. 15.25) variable suivant la longueur de la ligne de contact, ce qui fait augmenter la charge spécifique dans la zone du centre instantané de rotation q_n et aux extrémités de la ligne de contact q_b. D'après ce qui vient d'être dit, la charge spécifique maximale q_p, compte tenu du coefficient de service et du coefficient de charge dynamique, peut s'écrire

$$q_p = gk_rk_ck_d = \frac{2M_{t1}k_rk_ck_d}{d_{p1}\cos\varphi_p B\varepsilon\lambda_{min}}, \quad (15.41)$$

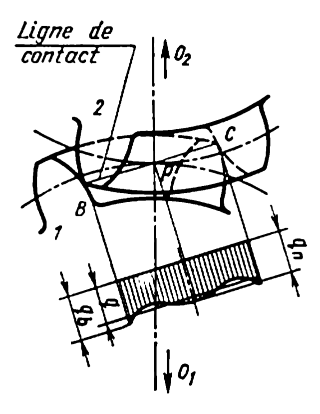


Fig. 15.25

où k_c est le coefficient de concentration de la charge dans les secteurs correspondants de la ligne de contact.

La valeur du coefficient k_c est fonction du mode de détérioration de la transmission pour lequel se fait le calcul. La valeur approchée de k_c est fournie par la formule (15.14) si l'on pose pour le calcul à la formation des piqûres $k_f = 1{,}18$, à la rupture $k_{rup} = 0{,}90$ et au grippage 1,80.

Nous avons déjà dit que le fonctionnement des engrenages hélicoïdaux et à chevrons est plus doux et plus silencieux que celui des roues à denture droite, grâce au fait que la prise de contact des dents ne se produit pas simultanément sur toute la largeur mais graduellement à partir d'un contact ponctuel. De plus, dans les engrenages hélicoïdaux et à chevrons deux couples de dents au moins se trouvent toujours en prise, ce qui rend leur rodage plus facile. Il en résulte que les roues hélicoïdales et à chevrons sont moins affectées par les charges dynamiques que celles à denture droite.

Les valeurs approchées du coefficient de charge dynamique k_d pour les roues hélicoïdales et à chevrons sont données dans le tableau 15.9.

Calcul de la résistance au contact. Il convient de porter dans la formule (2.30) la valeur du rayon de courbure réduit des profils dans la section normale. Le rayon de courbure dans cette section (fig. 15.24), d'après la relation fournie par la géométrie différentielle, est associé au rayon de courbure dans la section perpendiculaire à l'axe par la formule $\rho_n = \rho/\cos\beta_0$. On en tire compte tenu de

Tableau 15.9

Coefficient de charge dynamique k_d pour les roues à denture hélicoïdale

Degré de précision	Dureté superficielle des dents de la roue, HB	Vitesse périphérique v, m/s				
		< 3	3 à 8	8 à 12	12 à 18	18 à 25
6	$\leqslant 350$	—	1	1,1	1,2	1,4
	> 350	—	1	1	1,1	1,2
7	$\leqslant 350$	1	1	1,2	1,3	1,5
	> 350	1	1	1,1	1,2	1,3
8	$\leqslant 350$	1,1	1,3	1,4	—	—
	> 350	1,1	1,2	1,3	—	—
9	$\leqslant 350$	1,2	1,4	—	—	—
	> 350	1,2	1,3	—	—	—

l'expression (15.16)

$$\rho = \frac{\rho_{n1}\rho_{n2}}{\rho_{n2} \pm \rho_{n1}} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} \cdot \frac{1}{\cos\beta_0} = \frac{d_{p1}}{2} \cdot \frac{i}{i \pm 1} \cdot \frac{\cos\varphi_p}{\cos\beta_0} \operatorname{tg}\varphi. \tag{15.42}$$

Après avoir porté dans la formule (2.30) la valeur de la charge spécifique tirée de la formule (15.41) et du rayon de courbure réduit, on obtient

$$\sigma_{sup} = k_m k_\varphi k_\beta \sqrt{\frac{M_{t1} k_c k_d}{d_{p1}^2 B} \cdot \frac{i \pm 1}{i}} \leqslant [\sigma]_{sup}, \tag{15.43}$$

où $k_\beta = \sqrt{\frac{\cos\beta_0}{\varepsilon\lambda_{min}}}$ est le coefficient qui tient compte de l'action de l'inclinaison des dents.

D'une façon analogue au cas des dentures droites, la formule (15.43) permet d'obtenir les expressions pour la définition du diamètre du pignon et de l'entraxe

$$d_{p1} = \sqrt[3]{\left(\frac{k_m k_\varphi k_\beta}{[\sigma]_{sup}}\right)^2 \frac{M_{t1} k_c k_d}{\psi_d} \cdot \frac{i \pm 1}{i}}; \tag{15.44}$$

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{k_m k'_\varphi k_\beta}{[\sigma]_{sup}}\right)^2 \frac{M_{t1} k_c k_d}{\psi_1}}. \tag{15.45}$$

Les coefficients k_m, k_φ et k'_φ sont les mêmes que pour les dentures droites; $k_\beta \approx 0{,}8$. Le choix de ψ se fait en se guidant par les recommandations données pour les roues à denture droite. Dans les transmissions à roues montées entre paliers et prévues pour une charge constante, $\psi_d \leqslant 2{,}0$; pour une charge variable, $\psi_d \leqslant 1{,}6$. S'il n'y

a ne serait-ce qu'une roue montée en l'air, on a ψ_d égal respectivement à 0,9 et à 0,8.

Les contraintes admissibles sont choisies suivant les recommandations données pour les roues à denture droite. La dureté des dents du pignon et de la roue étant inégale,

$$[\sigma]_{sup} = \sqrt{\frac{([\sigma]_{sup\,1})^2 + ([\sigma]_{sup\,2})^2}{2}} \leqslant 1{,}22\,[\sigma]_{sup\,2}, \qquad (15.46)$$

où $[\sigma]_{sup\,1}$ et $[\sigma]_{sup\,2}$ sont les contraintes de contact admissibles respectivement des dents du pignon et de la roue.

Calcul des dents à la rupture. La détermination analytique des contraintes de flexion maximales appliquées aux dents hélicoïdales est rendue difficile du fait de leur forme courbe et de l'inclinaison des lignes de contact. Les contraintes de flexion sont les plus dangereuses lorsque la prise de contact des dents se produit à leur bord.

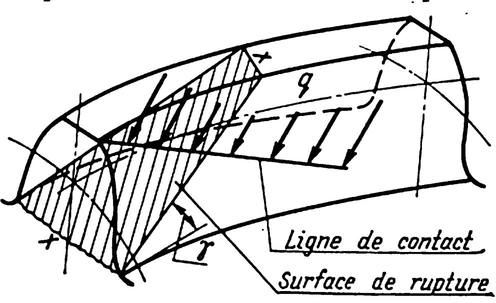


Fig. 15.26

La ligne de contact peut occuper alors la position indiquée sur la figure 15.26. Si la dent a une longueur suffisante, l'action de support de sa partie non chargée ainsi que la variation considérable du moment fléchissant le long de la dent font que la section dangereuse éventuelle ne passe pas par la racine de la dent, mais occupe une position oblique x-x. Les recherches expérimentales montrent que plus l'angle d'inclinaison β_p de la ligne de contact est grand, plus l'angle γ est important.

Les contraintes de flexion nominales peuvent être calculées de la même façon que pour les dents droites, en prenant en considération la section normale des dents hélicoïdales. A cet effet il faut remplacer dans la formule (15.27) le module m par le module m_n dans la section normale à la denture et choisir sur les graphiques (fig. 15.23) le coefficient de forme des dents y pour le nombre de dents z_c d'une roue équivalente à denture droite dans la section normale, calculé suivant la formule connue du cours de la théorie des mécanismes et des machines

$$z_c = \frac{z}{\cos^3 \beta_p}\,. \qquad (15.47)$$

Par conséquent,

$$\sigma_f = \frac{q_p x}{m_n y} . \qquad (15.48)$$

L'étude approchée de l'état de contrainte d'une dent permet de supposer que dans la section dangereuse des dents hélicoïdales les contraintes de flexion définies par la formule (14.48) sont proportionnelles à $x = \cos^2 \beta_p$. Ainsi après avoir porté dans la formule (14.48) la valeur de q_p nous obtenons pour les dents hélicoïdales et à chevrons

$$\sigma_f = \frac{M_t k_c k_d (i \pm 1) \cos^2 \beta}{AiBm_n \varepsilon\lambda \cos \varphi y} \leqslant [\sigma]_f .$$

Pour des calculs préalables approchés nous pouvons poser:

$$\frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon\lambda \cos \varphi} = C,$$

alors

$$\sigma_f = C \frac{M_t k_c k_d (i \pm 1)}{AiBm_n y} \leqslant [\sigma]_f , \qquad (15.49)$$

où C est un coefficient qui dépend de l'angle d'inclinaison et qu'on admet égal à 0,75-0,5 pour les angles d'inclinaison β = 8-45°.

D'une manière analogue à (15.31), nous déduisons pour les dentures hélicoïdales et à chevrons (approximativement)

$$m_n = 1{,}28 \cos \beta_p \sqrt[3]{\frac{M_t k_c k_d}{z_p i \psi_m y [\sigma]_f}} . \qquad (15.50)$$

En imposant l'angle d'inclinaison des dents β_p, il faut retenir que, pour une même précision, les roues à denture hélicoïdale reviennent un peu plus cher que les roues à denture droite. Le choix d'un faible angle d'inclinaison n'a donc aucun sens, car les frais de fabrication et de contrôle accrus de telles roues ne sont pas justifiés par les avantages de leur utilisation, de faibles angles β_p ne rendant pas nettement plus régulier le fonctionnement de l'engrenage. D'autre part, une trop grande augmentation de cet angle donne lieu à un grand effort axial et exige une augmentation des dimensions de la transmission et des paliers, ou l'utilisation de butées supplémentaires.

Pratiquement, en se guidant par les considérations exposées, on prend l'angle d'inclinaison des dents hélicoïdales égal à 8 ou 15°. Les roues à chevrons sont fabriquées avec des angles d'inclinaison β_p = 30° et plus. En ce cas, les forces axiales s'équilibrent mutuellement sur les demi-chevrons (le montage des engrenages étant correct).

Le choix des contraintes admissibles doit être effectué sur la base des indications mentionnées à la p. 275.

Calcul de la tenue au grippage. Le calcul de la tenue au grippage des engrenages hélicoïdaux se fait suivant la formule (15.39). La

charge spécifique de calcul q_p de cette formule correspond aux points extrêmes de la ligne de contact. Aussi, pour calculer q_p faut-il dans la formule (15.41) tenir compte de la valeur correspondante du coefficient de concentration de charge (voir p. 283).

Le rayon de courbure réduit est déterminé par la formule (15.42) où l'on remplace les symboles des rayons de courbure des profils des dents par leurs valeurs conformes aux points extrêmes de la ligne d'engrènement.

Dimensions géométriques principales. Le calcul des dimensions des roues hélicoïdales (et à chevrons) se fait à partir des formules déduites pour les roues à denture droite (tableau 15.7) si l'on pose que les valeurs m, f_0, c_0, δ qui y figurent ont trait à la section normale à l'axe. Les paramètres des éléments d'engrènement des roues hélicoïdales étant normalisés pour une section normale à la denture, il faut tenir compte du rapport entre les paramètres dans les sections normale à l'axe (affectés de l'indice s) et normale à la denture (affectés de l'indice n):

$$m_n = m_s \cos\beta_p \quad f_{0s} = f_{0n} \cos\beta_p ;$$
$$c_{0s} = c_{0n} \cos\beta_p, \quad \delta_s = \delta_n \cos\beta_p.$$

CALCUL DES ENGRENAGES CONIQUES

Les principes de départ essentiels sont les mêmes que pour les engrenages cylindriques. Nous n'examinerons ici que les déductions des formules de calcul et leurs particularités définies par la géométrie des roues coniques.

Efforts appliqués à l'engrenage. Déterminons les composantes de la pression totale s'exerçant sur les dents d'un engrenage conique à denture droite, (fig. 15.27, *a*). L'effort périphérique sur le diamètre moyen d'une roue conique

$$F = \frac{2M_{t1}}{d_{m1}} . \tag{15.51}$$

L'effort radial sur le diamètre moyen

$$F_r = F \operatorname{tg} \varphi.$$

Décomposons cet effort suivant deux directions parallèles aux axes des roues. La figure 15.27,*a* permet d'écrire l'effort radial sur l'arbre menant

$$F_{rp} = F \operatorname{tg} \varphi \cos \gamma_p. \tag{15.52}$$

L'effort axial sur l'arbre menant est égal à

$$F_{ap} = F \operatorname{tg} \varphi \sin \gamma_p. \tag{15.53}$$

La valeur de l'effort radial sur l'arbre mené est égale à celle de l'effort axial sur l'arbre menant, alors que les directions de ces

efforts sont opposées:

$$F_{rr} = -F_{ap}.$$

De même

$$F_{ar} = -F_{rp}.$$

Les efforts F, F_r et F_a ainsi déterminés permettent de calculer les réactions d'appui, puis les dimensions des arbres et des paliers.

Les arbres d'une transmission conique à denture hélicoïdale (fig. 15.27, *b*) sont sollicités, en plus des composantes de l'effort

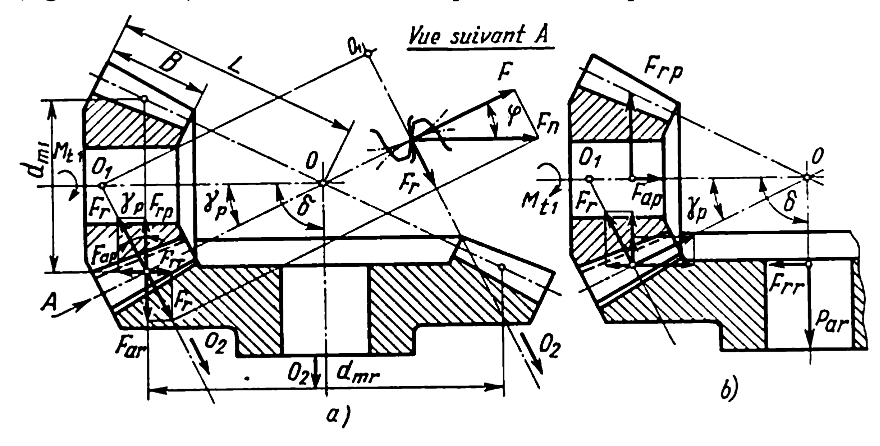


Fig. 15.27

radial F_r calculé suivant les formules (15.52) et (15.53), par les composantes de l'effort axial F_a dont la valeur est donnée par la formule

$$F_a = F \operatorname{tg} \beta_{moy},$$

où β_{moy} est l'angle d'inclinaison des dents suivant le diamètre moyen de la largeur de la couronne dentée du pignon d_{m1}.

Transposons ces efforts au centre instantané de rotation du cercle moyen des roues coniques et décomposons-les suivant deux directions perpendiculaires aux axes des roues coniques (fig. 15.27, *b*). En additionnant les composantes de ces efforts, nous obtenons les efforts radiaux et axiaux qui agissent sur les arbres du pignon et de la roue.

L'effort radial sur l'arbre menant (voir fig. 15.27,*b*) est:

$$F_{rp} = F \operatorname{tg} \varphi \cos \gamma_p + F \operatorname{tg} \beta_{moy} \sin \gamma_p.$$

L'effort axial:

$$F_{ap} = F \operatorname{tg} \varphi \sin \gamma_p - F \operatorname{tg} \beta_{moy} \cos \gamma_p.$$

Si dans les deux dernières égalités on met $F \sin \gamma_p$ en facteur et si l'on tient compte que lors de la modification de la direction

d'inclinaison des dents la direction de l'effort axial d'un engrenage cylindrique complémentaire change, on obtient

$$F_{\mathrm{rp}} = -F \sin \gamma_{\mathrm{p}} (i \operatorname{tg} \varphi \pm \operatorname{tg} \beta_{\mathrm{moy}}); \qquad (15.54)$$

$$F_{\mathrm{ap}} = -F \sin \gamma_{\mathrm{p}} (-\operatorname{tg} \varphi \pm i \operatorname{tg} \beta_{\mathrm{m}}). \qquad (15.55)$$

Devant le deuxième terme entre parenthèses on met le signe plus lorsque l'inclinaison des dents coïncide avec le sens de rotation de la roue menante observée du côté du diamètre de tête (inclinaison de la dent à droite et rotation dans le sens des aiguilles d'une montre, par exemple), et le signe moins, lorsque l'inclinaison des dents ne coïncide pas avec le sens de rotation (inclinaison à gauche et rotation dans le sens inverse à celui des aiguilles d'une montre, par exemple).

L'effort radial F_r sur la roue menante obtenu avec le signe plus (formule (15.54)) indique que l'effort radial est dirigé du point de

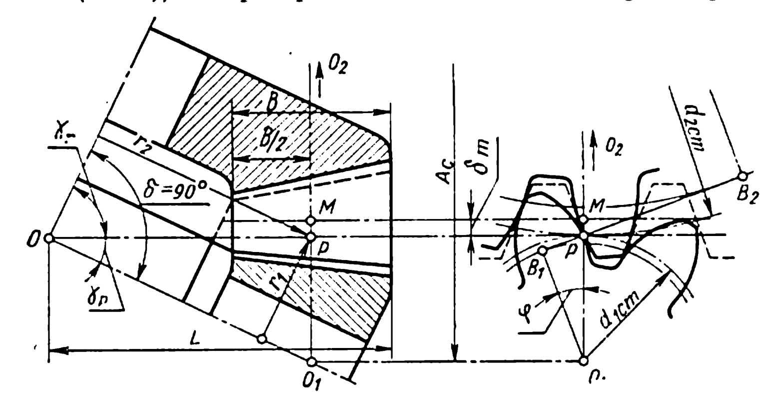


Fig. 15.28

contact vers l'axe de l'arbre; le signe moins témoigne de la direction opposée. L'effort axial F_a sur la roue menante obtenu avec le signe plus (formule (15.55)) indique que cet effort est dirigé vers le sommet du cône, le signe moins indique qu'il est de sens opposé.

Calcul de la résistance des dents au contact. Le calcul d'un engrenage conique se fait en admettant que sa capacité de charge est égale à celle d'un engrenage complémentaire cylindrique *, la largeur de ce dernier étant égale à celle des roues coniques. Nous sommes donc autorisés à recourir aux formules des engrenages cylindriques en y remplaçant d_{p1}, A, i et M_{t1} respectivement par d_{p1c}, A_{c}, i_{c} et M_{t1c}, déterminés pour une transmission complémentaire à entraxe O_1O_2 (fig. 15.28). Par conséquent, pour un engrenage complémentaire cylindrique, dans la section moyenne de la couronne dentée de l'en-

* La notion d'un engrenage complémentaire cylindrique est donnée dans le cours de la « Théorie des mécanismes et des machines ».

grenage conique

$$\sigma_{sup} = k_m k_\varphi \sqrt{\frac{M_{t1c} k_c k_d (i_c \pm 1)}{d^2_{p1cm} B i_c}} \leqslant [\sigma]_{sup}. \qquad (15.56)$$

La pression entre les dents des engrenages cylindriques complémentaires devant être égale à celle entre les dents des engrenages coniques considérés, l'équation (15.51) nous donne:

$$F = \frac{M_{t1}}{r_1} = \frac{2M_{t1}}{d_{1cm} \cos \gamma_r} = \frac{2M_{ct1}}{d_{1cm}},$$

d'où nous tirons

$$M_{t1c} = M_{t1} \frac{1}{\cos \gamma_r} = M_{t1} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma_r + 1} = M_{t1} \sqrt{i^2 + 1} \text{ kgfcm}.$$

On sait du cours de la théorie des mécanismes et des machines que

$$i_c = i^2; \quad z_c = \frac{z}{\cos^3 \beta \cos \gamma}; \quad d_{p1cm} = \frac{d_{p1m}}{\cos \gamma_1};$$

$$A_c = (L - 0{,}5B) \cdot \frac{i^2 + 1}{i} \quad \text{et} \quad m_{moy} = m \frac{L - 0{,}5B}{L}.$$

En portant dans la formule (15.56) les grandeurs correspondantes, on obtient

$$\sigma_{sup} = k_m k_\varphi \sqrt{\frac{M_{t1} k_c k_d \sqrt{i^2 + 1}}{d^2_{p1m} B i^2}}. \qquad (15.57)$$

Des transformations bien simples, analogues à celles réalisées pour les engrenages cylindriques, donnent les formules pour l'établissement du projet

$$d_{p1m} = \sqrt[3]{\left(\frac{k_m k_\varphi}{[\sigma]_{sup}}\right)^2 \frac{M_{t1} k_c k_d \sqrt{i^2 + 1}}{\psi_d i^2}}; \qquad (15.58)$$

$$L = \psi_r \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{\left(\frac{k_m k'_\varphi}{[\sigma]_{sup}}\right)^2 \frac{M_{t1} k_c k_d}{(\psi_r - 0{,}5)\, i}}. \qquad (15.59)$$

Le rapport $\psi_r = \frac{L}{B}$ est pris égal à 2,8 et 5 pour $i = 1$ et $i = 6$ respectivement.

Le coefficient de concentration de charge k_c est déterminé suivant la formule (15.14) en remplaçant d par d_{moy}. Le choix du coefficient de charge dynamique k_d est guidé par les tableaux 15.2 ou 15.9. La détermination de la vitesse périphérique se fait en partant du diamètre du cercle moyen des roues coniques.

Les contraintes admissibles sont adoptées conformément aux recommandations exposées à la p. 270.

Calcul des dents à la rupture. Dans les cas courants, le calcul repose sur l'hypothèse déjà appliquée lors du calcul de la résistance au contact des engrenages coniques et selon laquelle ceux-ci sont

susceptibles de transmettre la même charge que les engrenages cylindriques complémentaires. Dans ce cas la contrainte à la racine des dents des engrenages coniques est égale à la contrainte de flexion des dents des roues complémentaires cylindriques de largeur égale à celle de la couronne des roues coniques. On en déduit que dans les formules (15.29) et (15.49) il faut réaliser des substitutions analogues à celles réalisées dans ce qui précède; il en résulte

$$\sigma_{f1} \doteq \frac{2CM_{t1}k_c k_d}{d_{p1m}Bm_{nm}y_1 \cos\varphi_p} \leqslant [\sigma]_{f1}. \qquad (15.60)$$

Le coefficient de forme des dents y de la formule (15.60) est choisi d'après les graphiques de la figure 15.23 pour le nombre de dents z_c des roues cylindriques complémentaires. Le coefficient C est pris le même que pour les engrenages cylindriques: pour une denture droite, $C = 1$; pour une denture hélicoïdale, $C \approx 0{,}6$ avec $\beta_{moy} = 20$ à 30°.

Il n'est pas recommandé d'adopter pour un engrenage conique le rapport de transmission i supérieur à 6, sinon l'encombrement de la transmission ainsi obtenu est trop grand, alors que la rigidité du pignon insuffisante rend la concentration de charge excessive.

L'encombrement d'une transmission ouverte est déterminé par le calcul des dents à la flexion. D'une manière analogue à la formule (15.50) on obtient pour le module suivant le diamètre moyen du pignon:

$$m_{moy} = 1{,}28 \sqrt[3]{\frac{CM_{t1}k_c k_d \cos\beta_p}{z_1 i \psi_m y_1 [\sigma]_{f1}}} \text{ cm}. \qquad (15.61)$$

Le nombre de dents doit être imposé. En tenant compte que le nombre de dents d'une roue cylindrique complémentaire z_c est toujours supérieur à celui d'un pignon conique z_p, le nombre de dents de ce dernier peut être inférieur à 17. Le rapport $\psi_{moy} = \frac{B}{m_{moy}}$ est choisi $\leqslant 10$, l'angle d'inclinaison $\beta_p = 20$ à 30°.

Les contraintes admissibles sont adoptées conformément aux recommandations relatives au calcul des engrenages à denture droite.

Les formules (15.57) et (15.60) permettent d'effectuer le calcul approché des engrenages coniques à denture hélicoïdale. Le calcul de la tenue au grippage se fait d'après la formule (15.39) dans laquelle il faut reporter les valeurs trouvées pour les roues cylindriques complémentaires.

Dimensions géométriques principales. Après avoir déterminé par calcul de la résistance le module moyen m_{moy}, le diamètre moyen du pignon d_{moy} ou la génératrice du cône primitif L, il faut réaliser le calcul géométrique des engrenages. Le tableau 15.10 donne les formules des dimensions principales des transmissions aux arbres

Tableau 15.10

Formules de calcul des dimensions principales des engrenages coniques

Eléments de l'engrenage	Formules
Demi-angle au sommet du cône primitif du pignon	$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i}$
Demi-angle au sommet du cône primitif de la roue	$\gamma_2 = 90° - \gamma_1$
Diamètres des cercles primitifs	$d_{p1} = z_1 m_s$; $d_{p2} = z_2 m_s$ mm
Diamètres des cercles de tête	$D_{e1} = d_{p1} + 2m_s \cos \gamma_1$ mm $D_{e2} = d_{p2} + 2m_s \cos \gamma_2$ mm
Génératrice du cône primitif	$L = 0,5\ m_s \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ mm
Angles de pied Δ''	$\operatorname{tg} \Delta'' = \frac{1,2m_s}{L}$
Angles de tête	$\gamma_{e1} = \gamma_1 + \Delta_2''$; $\gamma_{e2} = \gamma_2 + \Delta_1''$
Degré d'épaisseur	$\psi_r = \frac{L}{B}$
Grand diamètre de la roue conique	$d_p = d_{pc} \frac{\psi_r}{\psi_r - 0,5}$ mm
Module sur le grand diamètre	$m = m_{moy} \frac{\psi_r}{\psi_r - 0,5}$ mm
Module dans la section perpendiculaire à l'axe suivant le grand diamètre	$m_s = m \cos \beta_p$
Angle d'inclinaison des dents au milieu de la largeur de la couronne dentée	$\beta_{moy} = \beta_p \left(1 + \frac{0,5}{\psi_r}\right)$
Angle d'inclinaison des dents	$\operatorname{tg} \beta_p \geqslant \frac{\pi m}{b} \left(1 - \frac{1}{\psi_r}\right)$

concourants sous l'angle $\delta = 90°$. Pour établir la géométrie des roues coniques à denture corrigée et à développante de cercle, consulter des ouvrages appropriés.

CALCUL DES ENGRENAGES CYLINDRIQUES NOVIKOV

Critères de calcul. L'application des engrenages Novikov présente un avantage dans les conditions suivantes: a) absence des surcharges et des pointes de charge; b) entraxe constant; c) organes de transmission très rigides; d) dureté de la surface active des dents $HB \leqslant 350$. Les détériorations principales des dents étant la rupture et la formation des piqûres, le calcul doit se faire pour assurer la tenue à ces défauts éventuels.

Calcul de la résistance des surfaces actives des dents. Les engrenages Novikov se distinguent surtout par le fait que le rodage de la

denture s'achève en une brève période initiale de leur fonctionnement après quoi la plage de contact acquiert une forme complexe qui rend malaisée la détermination de l'état de contrainte dans la zone de contact. De plus, la résistance à la formation des piqûres diffère nettement suivant la hauteur des dents concaves.

Le temps pendant lequel les points de la surface d'une dent (surtout dans la zone du sommet d'une dent concave) se trouvent dans la plage de contact est de 3 à 4 fois plus grand que dans le cas d'un engrenage à développante ; il en résulte une tension thermique accrue et le danger de l'adhésion des surfaces en contact. C'est pourquoi la capacité portante de l'engrenage subit non seulement l'influence des contraintes de contact maximales, mais encore celle des conditions qui existent dans la zone de contact, et notamment des dimensions et de la forme de la plage de contact, des vitesses du mouvement relatif des dents. Les formules pratiques de calcul sont donc établies surtout sur la base des données expérimentales.

La formule pratique se déduit en partant de la condition d'après laquelle le contact s'établit dans les limites de la plage de contact suivant un arc de cercle r d'une longueur L (cf. fig. 15.3). Les rayons de courbure de la section des surfaces des dents par un plan perpendiculaire à cette ligne s'écrivent

$$\rho' = \frac{d_{p1}}{2\sin^2\beta_p \sin\varphi} \quad \text{et} \quad \rho'' = \frac{d_{p2}}{2\sin^2\beta_p \sin\varphi},$$

et le rayon de courbure réduit,

$$\rho = \frac{d_{p1}}{2} \cdot \frac{i}{i \pm 1} \cdot \frac{1}{\sin^2\beta_p \sin\varphi}. \tag{15.62}$$

L'étude du jeu entre les surfaces cylindriques en contact de rayon ρ' et ρ'', qui remplacent les surfaces des dents, autorise à conclure que dans les deux engrenages ayant les mêmes m_n, ρ, E et F_n, l'état de contrainte caractérisé par la grandeur σ_{sup} est le même si les vitesses de glissement des dents sont également voisines. On en déduit qu'avec $\sigma_{sup\,1} = \sigma_{sup\,2}$, $F_{n1} = F_{n2}$.

Une autre condition consiste dans le fait que lorsque les surfaces actives des dents d'une transmission sont multipliées par k pour conserver les contraintes de contact maximales $\sigma_{sup\,1}$ égales aux contraintes s'exerçant à la surface des dents de l'autre engrenage ($\sigma_{sup\,2} = \sigma_{sup\,1}$), il faut appliquer au deuxième engrenage un effort $F_{n2} = k^2 F_{n1}$.

L'augmentation des dimensions des surfaces actives des dents étant proportionnelle au module, on peut écrire pour les engrenages dont $\rho_1/m_{n1} = \rho_2/m_{n2}$

$$F_{n2} = \left(\frac{m_{n2}}{m_{n1}}\right)^2 F_{n1}. \tag{15.63}$$

Compte tenu des résultats expérimentaux, au lieu de l'exposant 2 on a opté pour l'exposant 1,9. Le traitement des résultats des essais

des transmissions (cf. p. 375) à $m_n = 0{,}5$ cm, $\varepsilon_a = 1{,}2$ et ρ/m_n variable (c'est-à-dire β_p variable) a montré que la charge admissible est inversement proportionnelle à sin β_p. Par conséquent, en vertu de la formule (15.62), les charges admissibles F_{n1} et F_{n2} des deux transmissions identiques ne différant que par les angles d'inclinaison des dents β_p sont associées par la condition

$$F_{n2} = F_{n1} \frac{\sin \beta_{p1}}{\sin \beta_{p2}} = F_{n1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} . \qquad (15.64)$$

Comparons les charges admissibles de trois engrenages: F_{n1} (m_{n1}, ρ_1); F_{n2} (m_{n2}, ρ) et F_{n3} à module $m_{n3} = m_n$, alors que le rapport du rayon de courbure réduit ρ_3 au module m_{n3} est égal à ρ_1/m_{n1}, c'est-à-dire

$$\rho_3 = \rho_1 \frac{m_{n3}}{m_{n1}} = \rho_1 \frac{m_n}{m_{n1}} . \qquad (15.65)$$

En vertu de la condition (15.63) on a

$$\frac{F_{n1}}{F_{n3}} = \left(\frac{m_{n1}}{m_{n3}}\right)^{1,9} = \left(\frac{m_{n1}}{m_n}\right)^{1,9} ;$$

suivant la formule (15.64) et compte tenu de l'égalité (15.65), on obtient

$$\frac{F_n}{F_{n3}} = \sqrt{\frac{\rho}{\rho_3}} = \sqrt{\frac{\rho m_{n1}}{\rho_1 m_n}} .$$

La résolution des deux dernières équations donne

$$F_n = F_{n1} \left(\frac{m_n}{m_{n1}}\right)^{1,4} \left(\frac{\rho}{\rho_1}\right)^{0,5} .$$

Si dans cette formule on porte la valeur de F_{n1} fournie par les expériences et exprimée par la contrainte admissible $[\sigma]_{sup}$, la valeur de ρ tirée de la formule (15.62), si l'on tient compte que $F = \frac{2M_{t1}}{d_{p1}}$ et si l'on introduit les coefficients de correction caractéristiques de l'action de la vitesse k_v et le coefficient de conduite k_ε, on obtient la formule définitive

$$d_{p1} = 10^4 \sqrt[3]{\left[\frac{M_{t1} \operatorname{tg} \beta_p}{m_n^{1,4} k_v k_\varepsilon \left([\sigma]_{sup\,1}\right)^2}\right]^2 \frac{i+1}{i}} . \qquad (15.66)$$

Le choix du coefficient k_v déterminé par la vitesse de glissement et de roulement est guidé par les valeurs de la vitesse périphérique v en m/s, de l'angle d'inclinaison des dents β_p et les nombres de tours du pignon n_1 et de la roue n_2 (fig. 15.29).

Le coefficient, associé au coefficient de conduite axial, $k_\varepsilon =$ $= \omega + 0{,}25\nu$ (cf. p. 245).

Pour calculer approximativement la valeur admissible du moment de torsion sur la roue d'une transmission à deux lignes d'engrènement, le résultat du calcul de M_{t1} d'après la formule (15.66), peut être majoré de 30%.

Calcul de la résistance à la rupture. Du fait que dans un engrenage Novikov l'application de la charge est locale la résistance des dents à la rupture est légèrement inférieure à celle de l'engrenage à développante, où la charge est répartie sur toute la longueur de la dent. Pour chercher les contraintes de flexion dans la zone dangeureuse des dents, on adopte comme initiale la relation relative aux contraintes maximales dans la courbe de raccordement du sommet sollicité par un effort normal à sa surface.

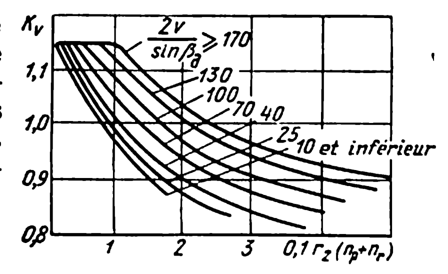


Fig. 15.29

$$\sigma_f = \frac{6M}{h^2},$$

où M est le moment fléchissant dans la section dangeureuse;

h, l'épaisseur du sommet au droit de sa conjugaison avec les raccordements.

Si l'on tient compte que le moment fléchissant dépend des paramètres de la dent et de la charge F_n (k_m), du point d'application de la charge (μ_f) et si l'on tient compte également de l'influence des dimensions relatives de la dent (ψ) et de l'angle d'inclinaison des dents sur les dimensions de l'aire de contact (k_β), on a alors

$$\sigma_f = \frac{6F_n k_m \mu_f \psi k_\beta}{h^2}.$$

En exprimant toutes les dimensions linéaires d'une section droite de la dent par le module normal m_n et traduisant les dimensions géométriques par un seul paramètre y (coefficient de forme), on obtient sous une forme générale

$$\sigma_f = \frac{2M_{t1} y k_\beta}{d_{p1} m_n^2 \cos\varphi \cos\beta_p}.$$

Après la substitution $d_{p1} = m_s z_1$ et la réduction des coefficients, on a finalement

$$\sigma_f = \frac{2{,}3 M_{t1} k_\beta k_d y}{z_1 m_n^3 k_{ef}} \leqslant [\sigma]_f \tag{15.67}$$

et

$$m_n = 1{,}32 \sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_\beta k_d y}{z_1 k_{ef} [\sigma]_f}}, \tag{15.68}$$

où $k_{ef} = 1 + 0{,}7\,(\omega - 1)$ est le coefficient dépendant du coefficient de conduite axial;

k_β le coefficient qui tient compte de l'angle d'inclinaison des dents (fig. 15.30);
y, le coefficient de forme des dents (fig. 15.31) choisi en fonction du nombre complémentaire des dents de la roue (15.47); pour le pignon d'après $z_{1c} = 40$ et le coefficient μ_f (fig. 15.32) qui dépend de la

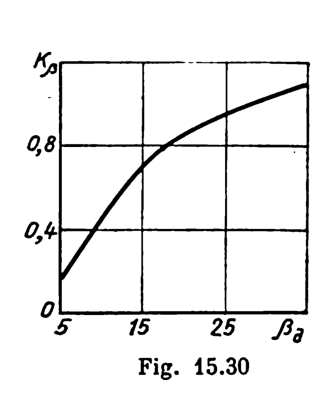


Fig. 15.30

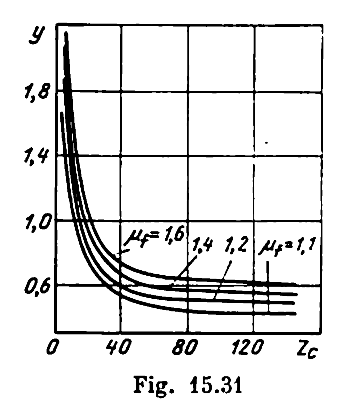


Fig. 15.31

partie fractionnaire du coefficient de conduite ν et de l'angle d'inclinaison des dents β_p; k_d, le coefficient de charge dynamique, choisi

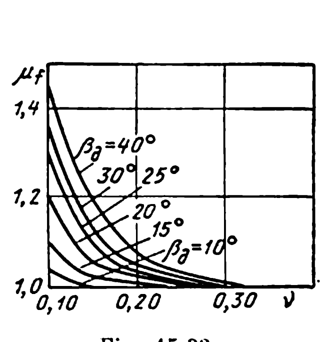


Fig. 15.32

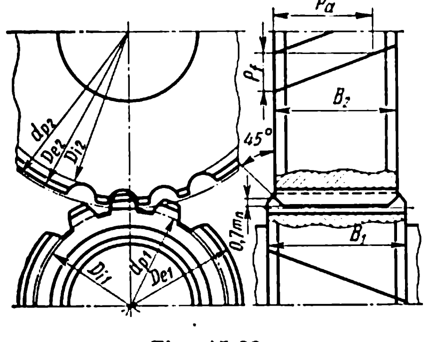


Fig. 15.33

en fonction de la vitesse périphérique v (jusqu'à 12 m/s) et de la classe de précision (de $H = 1$ à $H = 4$) suivant la formule

$$k_d \approx 1 + \frac{H+3}{120} v;$$

$[\sigma]_f$, la contrainte admissible à la flexion (cf. p. 275).

Calcul des dimensions géométriques principales. Les résultats obtenus par calcul de la résistance sont utilisés pour calculer les dimensions principales des roues (fig. 15.33) suivant les formules données dans le tableau 15.11.

Tableau 15.11

Formules de calcul des dimensions principales des engrenages Novikov

Eléments de l'engrenage	Formules
Module dans la section perpendiculaire à l'axe	$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta_p}$
Diamètre du cercle primitif du pignon (1), de la roue (2)	$d_{p1,2} = m_s z_{1,2}$
Entraxe	$A = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta_p}$
Hauteur de la tête d'une dent convexe (*cx*), concave (*cv*)	$h'_{cx} = 1,15\ m_n$; $h'_{cv} = 0,15\ m_n$
pour les engrenages à deux lignes d'engrènement	$h' = 0,9\ m_n$
Hauteur du pied d'une dent convexe (*cx*), concave (*cv*)	$h''_{cx} = 0,25\ m_n$; $h''_{cv} = 1,3\ m_n$
pour les engrenages à deux lignes d'engrènement	$h'' = f m_n$; $f = 1,04575$; 1,04335 et 1,04089 pour m_n respectivement égal ou inférieur à 3,15 mm, supérieur à 3,15 mm jusqu'à 6,3 mm et supérieur à 6,3 jusqu'à 10 mm
Diamètre du cercle de tête : du pignon	$D_{c1} = d_{p1} + 2h'$
de la roue	$D_{c2} = d_{p2} + 2h'$
Diamètre du cercle de pied : du pignon	$D_{i1} = d_{p1} - 2h''$
de la roue	$D_{i2} = d_{p2} - 2h''$
Pas axial	$p_a = \frac{\pi m_n}{\sin \beta_p}$
Largeur de la couronne dentée : de la roue	$B_2 = \varepsilon_a p_a$
du pignon	$B_1 = B_2 + (0,4$ à $1,5)\ m_n$

CHAPITRE 16

Engrenages gauches et hypoïds

GÉNÉRALITÉS

Construction. Les engrenages gauches et hypoïds sont employés pour transmettre le moment de torsion entre les arbres aux axes concourants.

On sait du cours de la théorie des mécanismes et des machines que lors de la réalisation d'une transmission avec de tels arbres, les

axoïdes du mouvement relatif sont les surfaces des hyperboloïdes à une nappe *1* et *2* (fig. 16.1). Si on taille sur ces hyperboloïdes des dents ayant les mêmes pas réels et angles de pression, on obtient un engrenage à rapport de transmission constant. La partie utilisée des surfaces des hyperboloïdes primitifs est très étroite, pratiquement elle est remplacée par une surface cylindrique ou conique. Il en résulte que le contact linéaire des dents en prise se transforme en contact ponctuel.

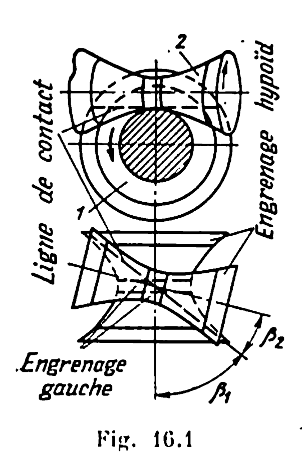


Fig. 16.1

L'angle entre les axes de ces arbres peut être quelconque mais le plus souvent $\delta = 90°$. Le rapport dépend non seulement des diamètres des cercles primitifs mais aussi des angles d'inclinaison des dents β_1 et β_2. Les modules normaux des roues devant être égaux, la première formule du tableau 15.10 entraîne

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{p2} \cos \beta_2}{d_{p1} \text{sos}\, \beta_1} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} \operatorname{tg} \beta_1. \quad (16.1)$$

Par conséquent, le rapport imposé peut être assuré également en modifiant les angles d'inclinaison des dents.

Avantages et inconvénients. L'avantage réside dans le fonctionnement silencieux, beaucoup plus facile à réaliser que dans le cas des roues cylindriques et coniques.

L'inconvénient commun des engrenages gauches et hypoïds est le glissement le long des dents, dont il résulte un rendement plus faible que dans le cas des engrenages cylindriques ou coniques, et des puissances transmises nettement plus petites.

ENGRENAGES GAUCHES

Particularités de l'engrenage. En utilisant pour les engrenages la partie moyenne (goulot) des hyperboloïdes conjugués, on obtient un engrenage gauche (fig. 16.2, *a*). Les roues appartenant dans ce cas à des engrenages gauches cylindriques à denture hélicoïdale ont des angles d'inclinaison des dents β_p et β_r sur les cylindres primitifs respectifs. Pour l'angle entre les axes $\delta = 90°$, la vitesse de glissement des dents (fig. 16.2,*b*)

$$v_g = \frac{v_1}{\cos \lambda_1} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000 \cos \lambda_1} \text{ m/s}. \quad (16.2)$$

Le contact des dents étant ponctuel, la puissance transmise est peu importante (quelques kilowatts tout au plus). Aussi, ces engrenages sont-ils peu répandus, le plus souvent on les utilise pour assurer la transmission d'un mouvement à rapport $i \leqslant 5$.

Les matériaux des roues gauches doivent avoir des propriétés antifriction suffisantes. Cette condition est le mieux observée lors de la combinaison de couples de matériaux hétérogènes: textolite-fonte, textolite-acier trempé, fonte-bronze. La transmission d'une charge

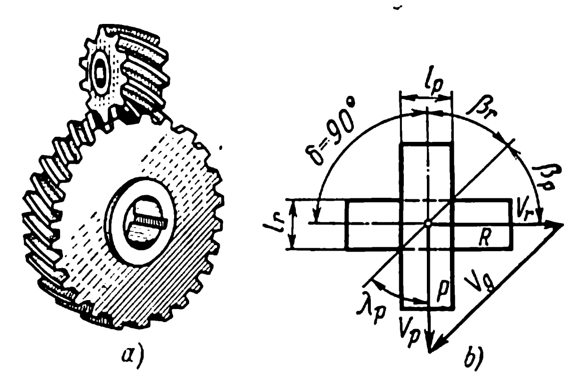


Fig. 16.2

relativement grande nécessitant la fabrication de deux roues en acier est possible à la condition d'utiliser un lubrifiant antigrippant.

La détérioration la plus à redouter des dents des engrenages gauches est le grippage. Pour y parer, il faut faire appel à des huiles visqueuses; les meilleurs résultats sont obtenus avec des lubrifiants antigrippants spéciaux.

Calcul. Pour déterminer les efforts agissant dans un engrenage gauche, il faut employer les formules (cf. p. 280) prévues pour les roues hélicoïdales. Le moment de torsion étant donné, on trouve suivant la formule (15.40) l'effort normal F_n.

Le calcul de la résistance des engrenages gauches s'effectue d'après la formule empirique qui définit l'effort maximal agissant dans la direction normale aux dents sans provoquer le grippage:

$$F_n = d_{p1}^2 k_i k_v [\sigma], \tag{16.3}$$

où $k_i = \frac{2i}{i + \operatorname{tg} \beta_1}$ est le coefficient du rapport de la transmission;

$k_v = \frac{1 + 0{,}5\, v_g}{1 + v_g}$, le coefficient de la vitesse de glissement;

$[\sigma]$, la contrainte de contact conventionnelle tirée du tableau 16.1.

Lors de l'établissement du projet, la formule (16.3) permet de définir d_{p1} en s'imposant le coefficient de vitesse de glissement $g \approx 0{,}7$ à 0,5 et les angles d'inclinaison des dents β_p et β_r. Le rendement le plus élevé est obtenu pour $\beta_p \approx \beta_r$. Pour assurer le fonctionnement plus doux des roues il est recommandé d'adopter pour le pignon le nombre de dents supérieur à 20.

Tableau 16.1

Valeurs des contraintes de contact conventionnelles

Matière des roues	Rodage de courte durée des roues accouplées	Rodage minutieux des roues accouplées
Acier (HRC ⩾ 50)-bronze	0,35	0,84
Acier (HRC ⩾ 50)-acier (HRC > 50)	0,40	1,05
Fonte-fonte ou bronze	0,55	1,40
Textolite-fonte ou acier (HRC ⩾ 50)	0,70	1,75

La résistance des dents à la flexion peut être vérifiée d'après les formules prévues pour les roues hélicoïdales. Après le calcul de la valeur du module normal m_n on détermine les dimensions des roues d'après les formules prévues pour les engrenages hélicoïdaux, l'entraxe (cf. p. 287) et la largeur des roues:

$$b_{1,2} = 3\pi m_n \sin \beta_{1,2}. \qquad (16.4)$$

ENGRENAGES HYPOÏDS

Particularité de l'engrenage. En réalisant des roues à axes concourants prises sur les parties des hyperboloïdes en dehors de la gorge on obtient un engrenage hypoïd. Les engrenages hypoïds (fig. 16.3,*a*) sont plus usités que les engrenages gauches ; la gamme des puissances qu'ils transmettent s'élève à plusieurs dizaines de kilowatts. On les utilise dans les transmissions des ponts arrière des automobiles, ainsi

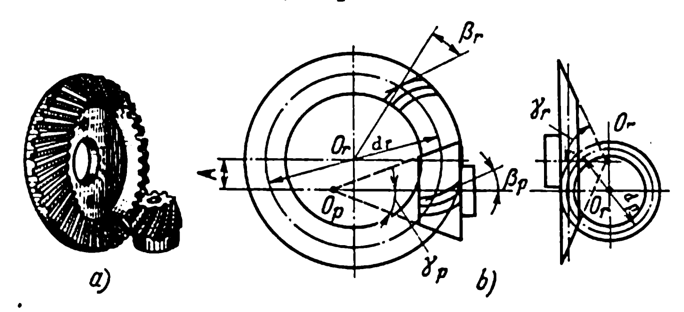


Fig. 16.3

que dans certaines machines textiles, pour transmettre la rotation d'un arbre à plusieurs fuseaux. Dans le cas d'un rapport de transmission peu important, un engrenage hypoïd est susceptible de remplacer un engrenage à vis sans fin d'une fabrication plus onéreuse qui exige généralement l'emploi de métaux non ferreux (voir p. 309).

Etant donné que les axes des roues d'un engrenage hypoïd sont croisés et non pas concourants (fig. 16.3,*a*), les angles d'inclinaison des dents de la roue β_r et du pignon β_p sont différents ($\beta_p > \beta_r$), ce qui fait que le changement de sens de rotation entraîne la modification de l'angle de pression. Puisque $\beta_p > \beta_r$, le module apparent du pignon est plus grand que celui de la roue. C'est pourquoi pour les mêmes diamètres des roues et les mêmes rapports de transmission les engrenages hypoïds ont le diamètre du pignon plus grand que les engrenages coniques. La résistance du pignon se trouve ainsi renforcée. En outre, un plus grand diamètre du pignon permet d'augmenter le diamètre de son arbre et donc sa rigidité, en contribuant ainsi au maintien des conditions normales de fonctionnement de l'engrenage. L'intérêt de ces facteurs est grand surtout pour les engrenages à rapports de transmission importants. D'après ce qui vient d'être dit, le graissage étant choisi convenablement (pour parer au grippage), l'engrenage hypoïd est susceptible de transmettre une charge plus grande que l'engrenage conique de même rapport de transmission.

Le fonctionnement régulier d'une transmission est favorisé par l'augmentation de l'angle d'inclinaison β_1. Pourtant une augmentation importante de cet angle réduit le rendement de la transmission; l'angle d'inclinaison des dents du pignon ne doit donc pas dépasser $\beta_1 = 50°$; dans le cas général, pour $z_1 \leqslant 13$, $\beta_1 = 50°$; pour $z_1 = 14$ et 15, $\beta_1 = 45°$, pour $z_1 \geqslant 16$, $\beta_1 = 40°$; pour la roue, $\beta_2 = 30$ à $35°$.

La mise hors service des engrenages hypoïds peut être provoquée par le grippage, la formation des piqûres ou la rupture des dents. Pour parer au grippage il convient de rendre la surface des dents plus lisse et plus dure tout en utilisant des lubrifiants antigrippants. De même que dans un engrenage gauche, dans l'engrenage hypoïd le glissement des dents en prise dans le sens longitudinal influe considérablement sur la capacité de charge de la transmission: l'augmentation de la vitesse de glissement accroît le danger de grippage. Le glissement le long des dents est d'autant plus grand que l'entraxe A est plus grand (fig. 16.3,*b*); c'est pourquoi la dimension A est limitée pour parer au grippage: avec $i = 1$ à 2,5 on pose $A \leqslant (0{,}33$ à $0{,}23)\, d_2$; avec $i > 2{,}5$, $A \leqslant 0{,}20\, d_2$.

Calcul. Les efforts qui s'exercent dans un engrenage hypoïd se calculent suivant les formules prévues pour les engrenages coniques à denture hélicoïdale (cf. p. 287) en remplaçant l'angle β_{moy} par β_1 pour le pignon et par β_2 pour la roue, et l'effort périphérique F par l'effort périphérique F_1 pour le pignon et par F_2 pour la roue (ces efforts étant différents du fait que $\beta_1 \neq \beta_2$).

Les dimensions des roues et de la transmission toute entière se calculent en déterminant la résistance des surfaces actives des dents et leur capacité de résister à la rupture. Le calcul approché peut se

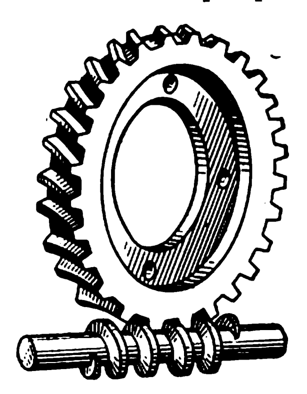
faire d'après les formules prévues pour les engrenages coniques. Les contraintes admissibles sont choisies les mêmes que pour les roues dentées d'autres types.

CHAPITRE 17

Engrenages à vis

GÉNÉRALITÉS

Agencement. Le système roue-vis sans fin (fig. 17.1) s'emploie généralement dans le cas où les axes des roues menante et menée forment un angle droit; ce système peut être considéré comme une variante des engrenages gauches à cette différence près que le nombre de dents (filets) de l'organe menant (vis) est petit et que le contact entre les dents n'est pas ponctuel mais linéaire. Ce dernier effet s'obtient en taillant les dents de la roue par génération avec une fraise-mère dont les éléments d'engrènement ont les mêmes dimensions que la vis sans fin qui formera un couple avec la roue considérée. On rend ainsi possible l'utilisation des vis sans fin avec des filets de profils différents.


Fig. 17.1

En fin de taillage l'entraxe de la roue et de la fraise-mère doit correspondre à celui de l'engrenage de la vis sans fin. Pour augmenter la longueur des lignes de contact, la surface extérieure de la roue se fait concave pour embrasser la vis dans les limites de l'angle $2\gamma \approx 100°$ (cf. fig. 17.10).

De même que dans un engrenage ordinaire, le paramètre principal d'un engrenage à vis est le module m; on le prend dans le plan perpendiculaire à l'axe de la roue et égal au module axial de la vis. Les formules associant les dimensions de la vis au module sont analogues à celles utilisées pour les engrenages usuels. Le diamètre du cylindre primitif de la vis doit être le multiple du module axial de la vis

$$d_{p1} = qm, \tag{17.1}$$

où q est le nombre de modules (axiaux pour la vis sans fin) contenus dans le diamètre du cylindre primitif (nombre conventionnel de dents de la vis) normalisé.

Les dents d'une vis sans fin étant taillées par génération, la roue se prête à la correction de la même façon que les roues cylindriques;

la correction se fait lors du taillage, par déport de l'outil. Toutefois, dans une transmission à vis la correction ne peut être appliquée qu'à la roue, les paramètres de la fraise et, par suite, de la vis restant invariables. La correction peut se faire non seulement par déport de la fraise mais aussi par variation de la vitesse relative de la fraise et de la roue, l'entraxe restant invariable ; ce mode de correction est prévu par les normes nationales pour diminuer le nombre d'outils à tailler les roues tout en conservant l'encombrement de la transmission. Dans ces conditions le nombre de dents d'une roue change de même que le rapport.

La figure 17.2 représente trois engrenages à vis sans fin, la vis étant la même pour tous les trois : *a* — non corrigé, à nombre de dents de la roue z_2 ; *b* — corrigé, avec déport positif de la vis, même nombre de dents de la roue et, par conséquent, même rapport ; *c* — corrigé

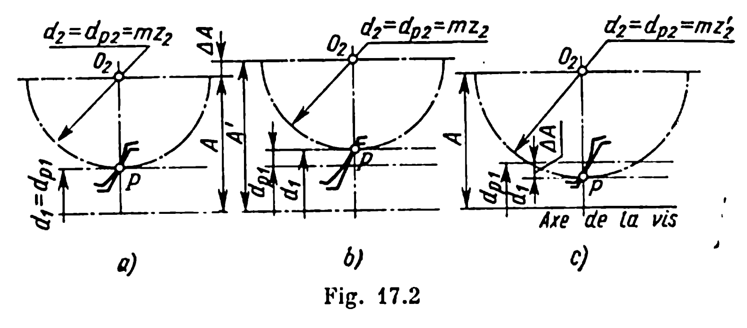


Fig. 17.2

par variation de la vitesse relative de la roue lors du taillage (même entraxe que pour engrenage non corrigé) ; cette dernière opération permet d'obtenir le nombre de dents de la roue $z_2' > z_2$, et, par conséquent, d'augmenter le rapport.

Lorsque le déport de la fraise est $\delta m'$, l'entraxe

$$A' = 0{,}5\,(d_{p2} + d_{p1} + 2\delta m).$$

Pour obtenir une transmission à rapport différent sans modifier l'entraxe, il faut respecter la condition

$$A = A' = 0{,}5m\,(z_2 + q) = 0{,}5m'\,(z_2' + q' + 2\delta).$$

Conformément à cette condition, la norme prévoit les combinaisons des paramètres principaux z_1, z_2, q, m, δ de façon à assurer pour les entraxes normalisés, l'obtention des rapports différents.

Avantages et inconvénients. Les engrenages à vis s'emploient pour les charges ne dépassant pas quelques dizaines de kilowatts (plus rarement jusqu'à 100 à 200 kW) et de grands rapports, par exemple dans les commandes reliant le moteur électrique aux essieux d'un trolleybus, dans les machines à tailler les engrenages, les treuils de toute sorte, etc. Pour les engrenages à vis on considère comme normaux

les rapports $i = 10$ à 80. Il existe également des engrenages à vis avec de très grands rapports, de l'ordre de 500 à 1000 mais dans ce cas la puissance transmise est faible.

Les engrenages à vis présentent les avantages suivants: possibilité de réaliser de grands rapports dans un encombrement relativement petit; b) fonctionnement sans bruit; c) sécurité et entretien simple; d) arc-boutement éventuel.

Inconvénients: a) grandes pertes de puissance; b) utilisation des bronzes de haute qualité; c) taillage par outils très chers. Le rendement très faible rend impossible leur utilisation pour la transmission de charges importantes.

Classification. D'après la forme du corps de la vis on distingue les transmissions à vis cylindrique ou globique (cf. p. 323); la forme du profil détermine la différence entre les vis d'Archimède, à convolute, à développante de cercle, à profil concave; suivant la position de la vis par rapport à la roue les transmissions peuvent être inférieures, supérieures ou latérales; d'après la construction du carter, ouvertes ou fermées; suivant la précision des transmissions, de douze degrés de précision; d'après la destination, une transmission de puissance (à position relative non réglable de la vis et de la roue) ou cinématique (à position relative réglable de la vis et de la roue).

Le meilleur contact des surfaces actives de la roue et de la vis est réalisé dans les vis à développante mais l'utilisation des vis d'Archimède, plus simples dans la fabrication, est plus fréquente.

PRINCIPES THÉORIQUES ET FONCTIONNEMENT DE L'ENGRENAGE À VIS

Processus de transmission de la charge. Dans la section de la vis d'Archimède par le plan passant par l'axe de la vis, on obtient l'engrènement d'une roue à développante avec une crémaillère dont la denture est à flancs droits. Dans la section axiale, les éléments d'engrènement d'une vis d'Archimède correspondent à ceux d'une crémaillère à profil rectiligne et à angle $2\varphi = 40°$ (fig. 17.3). Dans les sections parallèles au plan principal, on obtient également des crémaillères et des roues plates, mais les dents de la roue et de la crémaillère sont courbes. Pour une vis à développante, le profil rectiligne de la dent s'obtient dans la section par des plans tangents au cylindre de base de la vis.

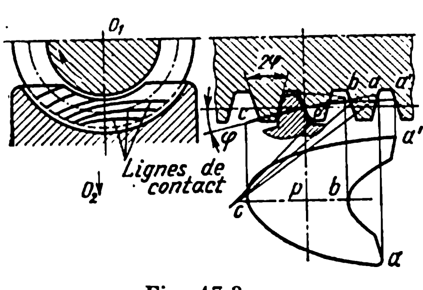


Fig. 17.3

La rotation d'une roue à vis peut être considérée non seulement comme résultante d'un mouvement de rotation de la vis, mais aussi

comme produite par l'engrènement de la roue avec l'ensemble des crémaillères animées d'un mouvement de translation. Dans les deux cas, l'engrènement des éléments de l'engrenage à vis dans les sections considérées s'effectue d'une façon analogue à celui de la crémaillère. Chaque section a ses lignes d'engrènement (*cb*, par exemple), dont l'ensemble constitue la surface d'action. Les lignes d'intersection de la surface d'action avec les dents de la roue et les filets de la vis forment les lignes de contact; l'ensemble des lignes de contact à la surface d'action forme le rectangle d'action (fig. 17.3 représente la projection horizontale du rectangle d'action *aca'b*).

A la surface active des dents d'une roue à vis, les lignes de contact ont une forme courbe; au cours de l'engrènement leurs longueur et position changent de même que dans le cas d'un engrenage hélicoïdal. Dans ces conditions, le filet de la vis effectue deux mouvements par rapport à la dent de la roue: le long de la dent (comme lors du mouvement de la vis par rapport à l'écrou) et en contournant son profil (comme dans le cas du mouvement des dents d'une crémaillère par rapport à celles de la roue). La rotation ainsi transmise est très régulière.

Dans un couple roue-vis, la vitesse de glissement est donnée par la formule (16.2) pour $d_{p1} = mq$, et $\cos \lambda_1 = \frac{\pi m q}{\sqrt{(\pi d_{p1})^2 + (\pi z_1 m)^2}}$:

$$v_g = \frac{m n_1}{19\,100} \sqrt{z_1^2 + q^2} \text{ m/s,} \qquad (17.2)$$

où m est le module en mm;

n_1, le nombre de tours de la vis par minute.

Les charges transmises par la vis sans fin sont reçues périodiquement tantôt par une, tantôt par deux dents. Pourtant les filets de la vis étant très rigides et les dents de la roue d'une rigidité élevée, l'influence des défauts d'engrènement sur la charge des dents est ici encore plus grande que dans le cas d'un engrenage ordinaire. C'est pourquoi, pratiquement, presque toute la charge est supportée par une dent.

Graissage, pertes, rendement. Le rôle du graissage dans le fonctionnement d'un engrenage à vis est encore plus important que dans le cas d'autres types d'engrenages. Ceci résulte, comme nous l'avons dit précédemment, de ce que dans l'engrenage à vis les filets de la vis glissent par rapport aux dents de la roue. Dans ces conditions, un graissage insuffisant augmente brusquement les pertes et rend possible la détérioration des dents. Pour diminuer les pertes par frottement, il est nécessaire de rendre impossible le contact direct entre les filets et les dents en créant un coin d'huile susceptible de résister à la pression entre la vis et la roue.

La viscosité d'huile et le mode de graissage, recommandés pour une température de l'air $t_a = 20°$ et de bain d'huile $t_h = 70°$, sont donnés dans le tableau 17.1.

Tableau 17.1

Valeurs recommandées de la viscosité d'huile pour les engrenages à vis

Vitesse de glissement v_g, m/s	Viscosité cinématique d'huile ν en cSt à 50° (entre parenthèses, à 100 °C)	Mode de graissage
1 * 2,5 * 5 **	450(55) 300(35) 180(20)	Par immersion
5 à 10	120(12)	Par jet d'huile ou par immersion
10 à 15 15 à 25	80 60	Par jet d'huile sous pression

* Conditions de service pénibles.
** Conditions de service moyennes.

Pour élever, au besoin, les propriétés antigrippantes du lubrifiant, il est recommandé d'ajouter à l'huile minérale 3 à 10 % de graisses végétales ou animales. L'emploi de lubrifiants antigrippants énergiques est à proscrire dans les engrenages à roue en bronze pour éviter sa corrosion.

Outre la nuance d'huile, la stabilité du coin d'huile est influencée nettement par la géométrie de l'engrènement (position relative des lignes de contact et des vecteurs des vitesses de glissement).

La capacité portante du coin d'huile établi entre les filets de la vis et les dents de la roue dépend de la valeur des projections des vitesses des points de contact du filet et de la dent sur la direction de la normale à la ligne de contact et de la forme des surfaces en contact : plus la somme de ces projections est grande, et la courbure des surfaces à l'endroit du contact faible, plus les conditions sont favorables pour l'établissement du coin d'huile et plus sa capacité de charge est importante.

La figure 17.4, *a* représente les positions des lignes de contact de l'engrenage à vis sans fin pour deux phases d'engrènement et la direction des vitesses de certains points de la vis et de la dent situés sur ces lignes. En considérant ces lignes, nous remarquons que la somme des projections des vitesses varie d'un point à l'autre : elle est minimale (et presque nulle) dans la zone *a* près du plan principal, et maximale, au bord de la dent du côté du désengrènement de la vis. C'est pourquoi, en présence de certaines conditions supplémentaires, la

rupture du film d'huile dans la zone *a* est bien possible, ce qui limite la capacité de charge de l'engrenage.

Un des procédés susceptibles d'augmenter la pression au sein du coin d'huile et, par conséquent, d'augmenter la capacité de charge de la transmission, consiste à modifier la géométrie de l'engrènement. Les vis sans fin à profil concave, dont le tracé dans la section axiale ou normale (fig. 17.4,*b*) correspond, par exemple, à un arc de cercle, forment notamment avec les dents de la roue les lignes de contact

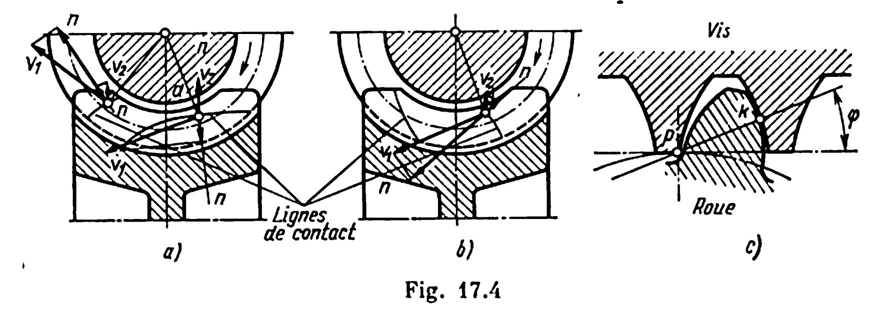


Fig. 17.4

dont les angles avec les vecteurs des vitesses périphériques de la vis sont très grands. D'autre part, les contraintes au point de contact diminuent par suite du contact du profil convexe de la dent avec le profil concave du filet (fig. 17.4,*c*).

Les pertes dans l'engrenage à vis sont définies surtout par le glissement des filets de la vis sur les dents. Le rendement approché qui tient compte de ce glissement peut être déterminé, de même que pour le couple vis-écrou, suivant la formule donnée par la théorie des mécanismes et des machines:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} (\lambda + \rho)}, \qquad (17.3)$$

où λ est l'angle d'hélice du filet de la vis; ρ, l'angle de frottement qui dépend des matériaux des éléments du couple conjugué, de la qualité de surface, du graissage et de la vitesse de glissement.

Les matériaux du couple vis-roue influent sensiblement sur la grandeur de ρ. Les pertes minimales correspondent à une vis en acier cémentée et polie et à une roue en bronze à l'étain-phosphore. Les pertes sont réduites au minimum avec un lubrifiant à base d'huile de ricin qui diminue le coefficient de frottement; avec des huiles minérales, les pertes sont plus grandes. L'augmentation de la vitesse de glissement favorise la formation du coin d'huile, les conditions de graissage s'améliorent, le frottement diminue et ρ devient plus petit.

Pour les transmissions à roue en fonte et vis en acier on peut adopter $\rho = 3°30'$ à $6°$, les plus petites valeurs devant être retenues pour

des vitesses de glissement supérieures à 1 ou 2 m/s. Pour une roue à courronne dentée en bronze et une vis en acier, les valeurs de ρ sont établies par des expériences avec des engrenages montés sur des roulements (tableau 17.2). Les résultats des expériences qui tiennent compte des pertes dans l'engrenage et les roulements sont traités suivant la formule (17.3); la valeur de ρ est donc conventionnelle. Les plus petites valeurs de ρ doivent être retenues pour des vis cémentées, rectifiées et polies, abondamment lubrifiées avec une huile visqueuse.

Les pertes par barbotage d'huile (dans le cas d'une roue baignant dans l'huile) peuvent être déterminées d'après la formule empirique

$$P_{pb} = 0{,}75 \cdot 10^{-5} v_2 B \sqrt{\nu v_2} \text{ kW}, \qquad (17.4)$$

où v_2 est la vitesse périphérique de la roue en m/s;
B, la largeur de la roue en cm;
ν, la viscosité de l'huile en *cSt* à la température t° de l'huile dans le carter de la transmission.

Si c'est la vis qui baigne dans d'huile, alors au lieu de B il faut porter dans la formule la longueur de la partie taillée de la vis l en cm et au lieu de v_2, la vitesse périphérique de la vis, v_1.

En vertu de ce qui vient d'être dit, le rendement d'une transmission peut s'écrire

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\lambda}{\operatorname{tg}(\lambda+\rho)} \left(\frac{P}{P+P_{pb}}\right), \qquad (17.5)$$

avec P la puissance recueillie sur la roue en kW.

On peut poser approximativement que pour $z_1 = 1$, $\eta \approx 0{,}70$ à 0,75; pour $z_1 = 2$, $\eta \approx 0{,}75$ à 0,82; et pour $z_1 = 4$, $\eta \approx 0{,}86$ à 0,92.

Détériorations de la denture des roues. Les incidents de fonctionnement et les détériorations des engrenages exposés dans ce qui précède (p. 248) s'observent également dans le cas des engrenages à vis sans fin. Mais le glissement relatif des profils des éléments conjugués de l'engrenage à vis rend plus probable le grippage et accélère l'usure.

Le *grippage*, dans les engrenages à vis est aussi fréquent que la formation des piqûres. Lorsque la vitesse de glissement est grande et les matériaux des éléments du couple sont mal choisis, le grippage devient plus probable que les piqûres et limite en premier lieu la capacité de charge de la transmission. Le danger de grippage est le plus à redouter dans la zone où les conditions sont les moins favorables à la formation d'un coin d'huile.

La résistance de l'engrenage au grippage peut être accrue par le choix correct des matériaux aux propriétés antifriction élevées, ainsi que par un bon fini des surfaces actives, surtout des vis, et par l'utilisation de lubrifiants antigrippants.

Les *piqûres* à la surface des dents et la rupture sont de même nature que dans le cas des engrenages usuels, mais ce sont les dents des roues et non les filets des vis qui sont le plus souvent détériorées.

Dans les cas courants, le glissement des dents des roues à vis rend leur usure plus importante que celle des dents des roues dentées. Elle est plus rapide au début du service, lorsque les rugosités superficielles des dents dépassent l'épaisseur du film d'huile. Au cours du rodage ces rugosités s'aplanissent et l'usure diminue. Dans les engrenages à vis dont le fonctionnement est caractérisé par des mises en marche et des arrêts fréquents sous charge, l'usure est plus grande du fait que les conditions de formation du film d'huile pendant ces périodes sont défavorables.

L'usure est plus intense dans les transmissions ouvertes et dans les transmissions fermées dont le lubrifiant est encrassé. Pour parer à cette éventualité, l'huile des transmissions fermées doit être vidangée après rodage, le carter lavé et rempli d'huile fraîche. La tenue de la transmission à l'usure peut être accrue par un meilleur fini des surfaces des dents et des filets de la vis et par le choix correct de la viscosité du lubrifiant.

ÉLÉMENTS DES ENGRENAGES À VIS

Matériaux. Outre les qualités indiquées dans le chapitre « Engrenages » (voir p. 254), les matériaux des engrenages à vis doivent avoir un faible coefficient de frottement. La meilleure façon de l'obtenir est de combiner des matériaux hétérogènes au fini très poussé des surfaces de contact. L'inobservation de ces impératifs, les vitesses de glissement étant importantes et les conditions de formation du coin d'huile mauvaises, dégrade nettement la capacité de charge par suite du danger éventuel de grippage.

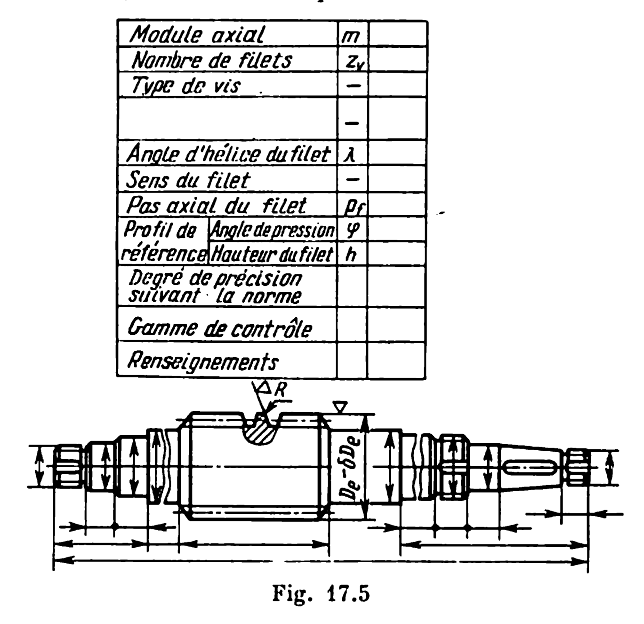
Parmi les bronzes, ce sont les nuances à haute teneur en étain qui sont les plus aptes à l'antifriction (Бр. ОФ10-1 ; Бр. ОФ10-0,5 et Бр.ОНФ). Les roues en bronze de ces nuances sont recommandées pour des transmissions importantes aux vitesses de glissement $v_g >$ > 3 m/s. Les bronzes sans étain (Бр. АЖ9-4; Бр. АЖН10-4-4) résistent plus mal au grippage, aussi ne sont-ils pas recommandés lorsque $v_g > 9$ m/s. Le moulage par centrifugation accroît les propriétés mécaniques des roues en bronze.

Les roues fonctionnant à de faibles vitesses de glissement ($v_g <$ < 2 m/s) se font en fonte grise des nuances СЧ15-32 à СЧ21-40.

Le matériau des vis sans fin est essentiellement l'acier au carbone ou allié ; l'utilisation de la fonte СЧ18-36 pour des transmissions lentes peu importantes est beaucoup moins fréquente. Les vis sans fin en aciers 15X, 15XA, 20X, 12XH3, 20XФ sont cémentées puis trempées pour assurer aux surfaces des filets une dureté HRC 56 à 62. Les vis en acier des nuances 40, 45, 40X, 40XH sont trempées jusqu'à

la dureté HRC 45 à 55. Les vis brutes à dureté superficielle HB < < 270 sont utilisées surtout pour les transmissions actionnées à la main.

Construction des roues et des vis. Le plus souvent les vis font corps avec l'arbre, dans des cas plus rares elles se font à trou. La



Module axial		m	
Nombre de filets		z_v	
Type de vis		—	
		—	
Angle d'hélice du filet		λ	
Sens du filet		—	
Pas axial du filet		p_f	
Profil de référence	Angle de pression	φ	
	Hauteur du filet	h	
Degré de précision suivant la norme			
Gamme de contrôle			
Renseignements			

Fig. 17.5

construction d'une vis est donnée par la figure 17.5. Le dessin et le tableau indiquent les données caractérisant l'engrenage.

Les roues à vis sont exécutées d'une seule pièce (fig. 17.6,*a*) ou en deux pièces (fig. 17.6, *b*, *c*, *d*), si la couronne est en bronze. La couronne de la roue est montée à force sur le corps de roue (fig. 17.6,*c*). L'ajustement usuel est А/Пл, plus rarement А/Пр *. Des clavettes et

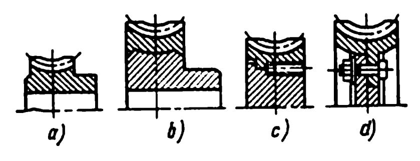


Fig. 17.6

des vis réparties en quinconce des deux côtés de la roue assurent la transmission sûre du moment de torsion et rendent impossible le déplacement axial de la couronne (fig. 17.7). Les trous pour la pose des

* Les ajustements indiqués correspondent aux normes soviétiques (А/Пл-pressé léger; А/Пр-pressé).

clavettes rondes et des vis sont exécutés après assemblage de la roue. Une fois les vis posées, leurs têtes sont taillées. Les diamètres des vis varient de 1,2 à 1,5 m, leur longueur, de 0,3 à 0,4 B. La longueur des clavettes rondes de mêmes diamètres ne dépasse pas la moitié de la largeur de la jante. L'ajustement des clavettes est A/Пр1$_3$*.

Dans le cas d'une roue de grand diamètre (fig. 17.6,*d*) la couronne de la roue est fixée à son moyeu par des brides. Les boulons d'accouplement sont engagés dans les trous de la couronne et de la bride du moyeu alésés ensemble. Les boulons sont calculés au cisaillement,

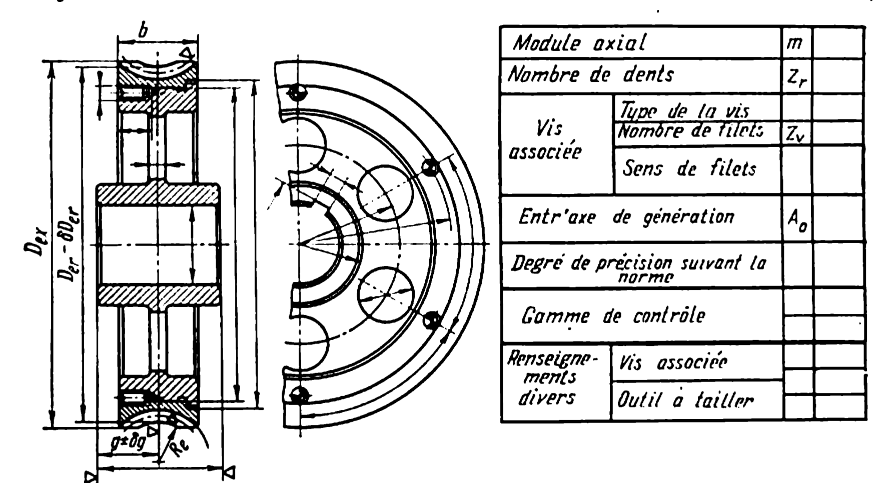


Fig. 17.7

les assemblages vérifiés à la compression. Pour parer au faux-rond et au déplacement axial, la roue est montée à force sur l'arbre avec un ajustement A/Пр ou A/Пл. Lorsque les roues sont montées sur des arbres cannelés ou lorsqu'elles doivent être périodiquement enlevées d'un arbre lisse, on emploie des ajustements A/H ou A/T.

Précision. Contrairement aux engrenages usuels, l'engrènement correct dans un engrenage à vis n'est possible que lorsque l'entraxe de la transmission se confond en cours de taillage de la roue avec celui de la machine. Les éléments de l'engrenage à vis étant plus rigides, la précision de sa fabrication influe sur son fonctionnement encore plus que dans le cas des engrenages ordinaires. Pour limiter les imprécisions de fabrication, les valeurs des tolérances pour les engrenages à vis sont normalisées. Il existe au total 12 degrés de précision, notés de 1 à 12. Pour les transmissions de puissance, les normes prévoient les 5, 6, 7, 8 et 9 degrés de précision. Les facteurs

* Les ajustements indiqués correspondent aux normes soviétiques (A/Пр1$_3$-pressé; 1er degré de serrage, 3e classe de précision; A/H-bloqué; A/T-légèrement dur). (*N.d.T.*)

définissant le degré de précision nécessaire sont la vitesse périphérique de la roue et la destination de la transmission. Ce sont les éléments qui déterminent le mode de taillage et de parachèvement des dents.

Les normes couvrent les transmissions de puissance avec un module variant de 1 à 30 mm, les diamètres des cercles primitifs de génération des roues d_{pr} allant jusqu'à 2000 mm et ceux des cylindres primitifs de génération des vis d_{pv} jusqu'à 400 mm.

Les engrenages de degré de précision 6 s'emploient dans les couples de division des machines-outils, ainsi que pour des vitesses périphériques de la roue supérieures à 5 m/s; du degré 7, pour des machines de transport, des monte-charges; du degré 8, pour des transmissions d'usage général, la vitesse de la roue étant inférieure à 3 m/s. Les vis des engrenages des degrés 6 et 7 doivent être cémentées et trempées, leurs filets rectifiés; pour les degrés 8 et 9, les vis ne sont pas soumises à la rectification.

CALCUL DES ENGRENAGES À VIS

Critères de calcul. Malgré l'importance du calcul pour prévenir le grippage et l'usure des engrenages à vis, il n'existe pas encore de méthodes sûres d'un tel calcul. C'est pourquoi on procède dans ce cas de la même façon que pour les engrenages ordinaires: on calcule la résistance superficielle des dents et la résistance des dents à la rupture; pour prévenir l'usure et le grippage, les contraintes admissibles sont corrigées suivant les données fournies par les expériences et l'exploitation.

L'encombrement des transmissions fermées s'établit en partant du calcul devant prévenir les détériorations éventuelles des surfaces actives des dents; le calcul des dents à la rupture a un caractère de vérification. Les dimensions des transmissions ouvertes sont déterminées par le calcul des dents à la rupture (suivant le module de l'engrenage).

Les pertes d'énergie dues au glissement des filets de la vis sur les dents de la roue étant très importantes, la transmission est calculée à l'échauffement.

Efforts s'exerçant sur l'engrenage. Pour déterminer les efforts agissant sur l'engrenage à vis sans fin, supposons la force de la pression normale F_n concentrée en F (fig. 17.8).

En appliquant les formules (15.8) et (15.9) et en tenant compte que l'angle d'inclinaison des dents de la roue β_r est égal à celui d'hélice des filets de la vis λ, on obtient:

l'effort périphérique sur la roue égal à l'effort axial sur la vis pour un moment de torsion sur la roue M_t:

$$F_r = \frac{2M_t}{d_r} = F_{av}; \qquad (17.6)$$

l'effort radial sur la roue et sur la vis:

$$F_{rad} = F_r \operatorname{tg} \varphi; \qquad (17.7)$$

l'effort axial sur la roue, égal à l'effort périphérique sur la vis, en tenant compte de la force de frottement, s'écrit:

$$F_{ar} = F_r \operatorname{tg} (\lambda + \rho) = F_v = \frac{2M_v}{d_v}, \qquad (17.8)$$

où ρ est l'angle de frottement.

La direction des efforts est établie de la même façon que dans le cas d'un engrenage ordinaire.

La pression normale avec $\cos \varphi_n \approx \cos \varphi$ et $\cos (\lambda + \rho) \approx \approx \cos \lambda$ s'écrit:

$$F_n = \frac{F_{av}}{\cos (\lambda + \rho) \cos \varphi_n} \approx \approx \frac{2M_t}{d_r \cos \lambda \cos \varphi}. \qquad (17.9)$$

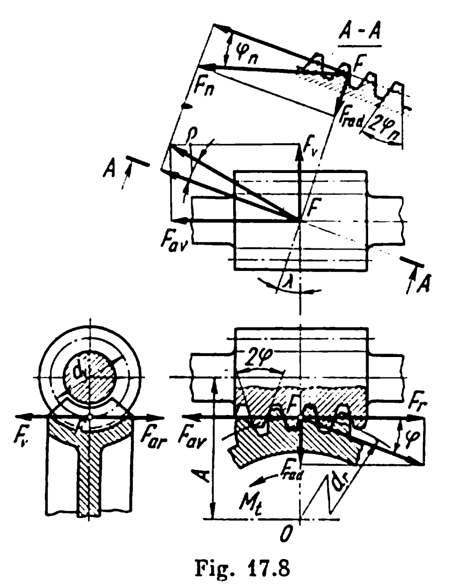


Fig. 17.8

La pression normale est utilisée pour le calcul de la résistance des dents de la roue.

Charge pratique. La détermination approchée de la charge spécifique maximale peut se faire comme pour un engrenage ordinaire, en divisant la pression normale F_n par la longueur totale minimale des lignes de contact L_{min}. La longueur d'une ligne de contact est proportionnelle au diamètre du cercle primitif de génération de la vis d_{pv} et à l'angle d'embrassement 2γ. Si l'on tient compte que l'augmentation de l'angle d'hélice λ du filet entraîne un accroissement de la longueur de la ligne de contact inversement proportionnel à $\cos \lambda$, alors, pour le coefficient de conduite ε et le coefficient de variation de la longueur totale des lignes de contact λ'_{min}, on obtient:

$$L_{min} = \frac{\pi d_{pv} \varepsilon \lambda'_{min} 2\gamma}{\cos \lambda \, 360°}.$$

On peut poser approximativement $2\gamma = 100°$; $\varepsilon \approx 1{,}8$; $\lambda'_{min} = 0{,}75$ (les limites de variations de la longueur totale des lignes de contact étant plus grandes que celles des engrenages hélicoïdaux); on a alors

$$q_{moy} = \frac{F_n}{L_{min}} = \frac{2M_t \cos \lambda \, 360°}{d_r \cos \varphi \cos \lambda \pi d_{pv} \varepsilon \lambda' 100°} = \frac{1{,}8 M_t}{d_r \, d_{pv}} \text{ kgf/cm}.$$

De même que dans le cas des engrenages ordinaires, on tient compte de l'augmentation de la charge pratique q_p par rapport à la charge moyenne q_{moy} en introduisant des coefficients de correction: k_c de concentration de contraintes, k_d de charge dynamique : et k_s de service:

$$q_p = q_{moy} k_c k_d k_s = \frac{1,8 M_t}{d_r d_{pv}} k_c k_d k_s \text{ kgf/cm.} \qquad (17.10)$$

D'une façon analogue au calcul des engrenages ordinaires, en vertu de la relation (2.17), lors du calcul des contraintes admissibles (cf. p. 318) on tient compte du coefficient de service.

Coefficient de concentration de la charge. La déformation de la vis, de l'arbre de la roue, des paliers et du carter, les imprécisions de

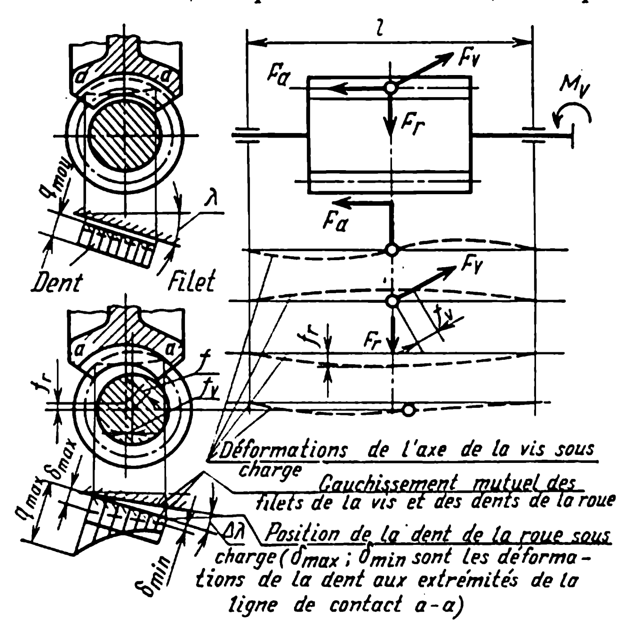


Fig. 17.9

fabrication et de montage font que la distribution de la charge le long des génératrices de contact est irrégulière. L'inégalité des actions est surtout définie par la déformation de la vis, organe moins rigide que la roue. Les efforts F_a et F_r (fig. 17.9) fléchissent la vis dans le plan vertical (sa position étant celle de la fig. 17.9), et l'effort F_v, dans le plan horizontal. Du fait du déport de la vis par rapport à la roue, l'adhérence correcte des filets aux dents est perturbée ; elle augmente à un bout de la dent pour diminuer à l'autre. Le diagramme de la charge unitaire (fig. 17.9) est délimité par une ligne oblique, et le coefficient de concentration de charge est défini comme le quotient de la

charge maximale par la moyenne:

$$k_c = \frac{q_{max}}{q_{moy}} = \frac{q_{moy}+\Delta q}{q_{moy}} = 1 + \frac{\Delta q}{q_{moy}} .$$

La grandeur Δq est proportionnelle à l'angle de gauchissement des filets de la vis et des dents; elle est égale approximativement à la flèche de la vis. La valeur approchée de cette flèche peut être calculée comme pour une poutre reposant sur deux appuis et sollicitée par un effort F_n appliqué au milieu de la travée l. La longueur de la travée étant proportionnelle au diamètre de la roue, c'est-à-dire au nombre de ses dents, alors que la rigidité de la vis est proportionnelle à ses principaux paramètres qui sont le nombre de filets et le coefficient q (cf. p. 302), on peut poser $\frac{\Delta q}{q_{moy}} = \left(\frac{z_r}{\theta}\right)^3$, où θ est le coefficient de proportionnalité défini par les paramètres de la vis (tableau 17.3).

Tableau 17.3

Coefficients θ de déformation de la vis

z_v \ q_v	7,5	8	9	10	12	14	16
1	63	72	89	108	147	176	215
2	51	57	71	86	117	140	171
4	41	47	58	70	94	112	137

Au cours de l'exploitation d'une transmission sous charge constante, les surfaces plus douces des dents de la roue tangente se rodent, et la charge se distribue d'une manière assez régulière; alors $k_c = 1$. Si la transmission travaille sous charge variable, la déformation variable de la vis compromet la distribution uniforme de la charge. Pourtant on peut supposer que sous l'effet d'un certain moment de torsion moyen dans le temps la distribution de la charge s'uniformise. Lorsque le moment s'écarte de cette valeur moyenne, l'inégalité qui apparaît dans la répartition de la charge est d'autant plus grande que la différence entre les moments est plus grande. Si le quotient du moment de torsion moyen dans le temps par le moment maximal:

$$m_d = \frac{\sum M_i T_i}{M_t \sum T_i} , \tag{17.11}$$

le coefficient de concentration de la charge sera

$$k_c = 1 + \left(\frac{z_r}{\theta}\right)^3 (1 - m_d), \tag{17.12}$$

M_i est ici le moment de torsion s'exerçant sur la roue qui comprend le moment de torsion M_t pris comme moment de calcul;

T_i, la durée d'action du moment M_i en h pour toute la durée de service de la transmission.

Coefficient de charge dynamique. Par suite du mode particulier de travail («vissage» de la vis), le couple roue-vis a un fonctionnement plus doux qu'un engrenage ordinaire. Les valeurs du coefficient de charge dynamique k_d peuvent donc être prises beaucoup plus petites que pour les engrenages ordinaires: pour les transmissions des degrés de précision 7 et 8 $k_d = 1$ à 1,2 pour $v_r < 3$ m/s; $k_d =$ = 1,1 à 1,3 pour $v_r = 3$ à 8 m/s; $k_d = 1{,}2$ à 1,4 pour $v_r > 8$ m/s.

Calcul de la résistance de contact. Par analogie avec les engrenages usuels, on prend la formule (2.30) comme relation de départ

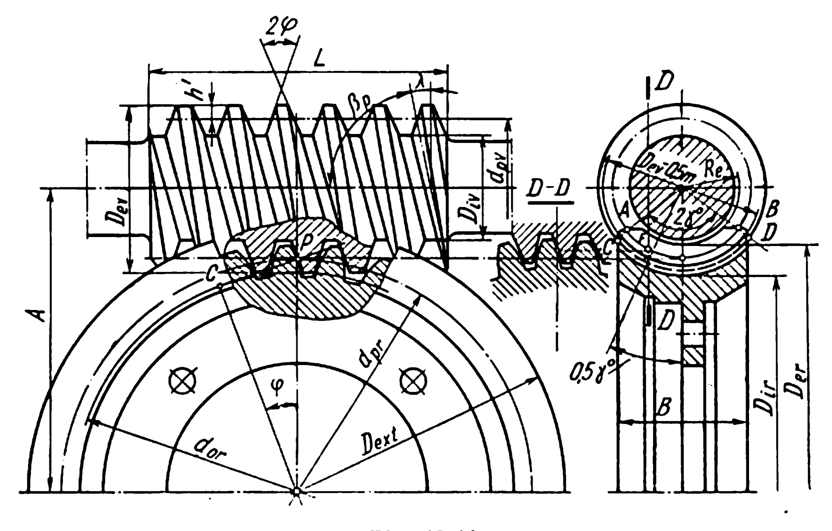


Fig. 17.10

pour le calcul des surfaces actives. La zone de la résistance de contact minimale étant au centre instantané de rotation, on introduit dans cette formule, comme pour le calcul des engrenages courants, la valeur du rayon de courbure réduit à la section normale pour le moment de contact au centre instantané de rotation P (fig. 17.10).

Dans la section principale, l'engrènement de la vis et de la roue peut être assimilé à celui d'une roue hélicoïdale avec une crémaillère. Le rayon de courbure d'un filet de la vis étant $\rho_v \approx \infty$, donc $\rho =$ $= \rho_r$, et l'on en tire:

$$\rho = \frac{d_{pr}}{2} \cdot \frac{\sin \varphi}{\cos \lambda}$$

(l'angle d'inclinaison des dents de la roue β_r est égal à l'angle d'hélice des filets de la vis λ).

Après substitution dans la formule (2.30) de ρ et q_p par leurs valeurs tirées respectivement de la dernière équation et de la formule (17.10), on obtient :

$$\sigma_{sup} = \frac{1,35}{d_r}\sqrt{\frac{M_t E}{d_v} k_c k_d} = \frac{1,35}{d_r/d_v}\sqrt{\frac{M_t E}{d_v^3} k_c k_d} \leqslant [\sigma]_{sup} \text{ kgf/cm}^2. \quad (17.13)$$

En remplaçant ici

$$\frac{d_r}{d_v} = \frac{z_r}{q}; \quad d_v^3 = m^3 q^3; \quad m = \frac{2A}{q + z_r},$$

on obtient :

$$\sigma_{sup} = \frac{0,5}{z_r/q}\sqrt{\left(\frac{z_r/q+1}{A}\right)^3 E M_t k_c k_d} \leqslant [\sigma]_{sup} \text{ kgf/cm}^2. \quad (17.14)$$

Pour une vis en acier et une couronne de roue en bronze, le module réduit d'élasticité longitudinale $E \approx 1,27 \cdot 10^6$ kgf/cm²; dans ce cas, après transformation des formules (17.13) et (17.14), il vient :

$$\sigma_{sup} = \frac{1500}{d_r}\sqrt{\frac{M_t}{d_v} k_c k_d} = \frac{540}{z_r/q}\sqrt{\left(\frac{z_r/q+1}{A}\right)^3 M_t k_c k_d} \leqslant$$
$$\leqslant [\sigma]_{sup} \text{ kgf/cm}^2. \quad (17.15)$$

Cette formule permet d'obtenir l'entraxe A (pour le calcul d'établissement de projet d'une transmission fermée) :

$$A = \left(\frac{z_r}{q} + 1\right)\sqrt[3]{\left(\frac{540}{z_r/q\,[\sigma]_{sup}}\right)^2 M_t k_c k_d} \text{ cm}. \quad (17.16)$$

La valeur de l'entraxe A trouvée d'après la formule (17.16) doit être arrondie aux valeurs normalisées. Des écarts des valeurs recommandées de A sont admissibles dans le cas où la transmission n'est pas autonome.

Dans le calcul d'établissement de projet, les valeurs q et z_r doivent être imposées. Le choix du nombre de modules q dans le diamètre du cercle primitif de génération de la vis est guidé par la série des valeurs normalisées variant de 7,5 à 16. Les valeurs plus grandes sont prises pour les vis à trous montées à force sur l'arbre et lorsque la rigidité de la vis doit être élevée.

Le nombre de filets de la vis z_v est fonction de la valeur du rapport de transmission i et du nombre de dents de la roue z_r. Pour les valeurs de i très faibles, z_v doit être suffisamment grand pour que z_r ne soit pas inférieur à 22 ou 26, car s'il n'en est pas ainsi, la surface d'action diminue nettement (avec $i = 15$, il faut $z \geqslant 2$, par exemple). Le nombre maximal de dents de la roue z_r peut être quelconque, mais dans les transmissions de puissance il est recommandé qu'il n'excède jamais 80, sinon le diamètre de la roue et la distance entre les paliers de la vis augmentent, car la déformation de cette dernière devient alors trop importante. Dans les chaînes cinématiques et

les diviseurs, le nombre de dents de la roue peut être porté jusqu'à 600 et même 1000.

Une autre condition très importante est la nécessité de limiter le nombre de dimensions des outils de taillage des roues. C'est pourquoi le choix des éléments de la vis doit être guidé par la série prévue dans les normes de réducteurs à vis sans fin ($z_v = 1, 2$ et 4). La dérogation à ces valeurs n'est admissible que dans le cas de taillage à l'outil-mouche des roues particulières, ainsi que lorsque l'engrenage à vis sans fin doit être incorporé dans un mécanisme dont le schéma et l'encombrement sont rigoureusement déterminés.

Les contraintes de contact admissibles. Lorsque la roue est en fonte ou en bronze à charge de rupture $\sigma_{ttr} > 30$ kgf/mm², les incidents les plus probables du service normal de la transmission sont dus au grippage (voir p. 308) ; les contraintes admissibles sont donc imposées en fonction des couples de matières entrant en contact et de la vitesse de glissement, sans tenir compte du nombre de cycles de la mise en charge, car leur valeur est nettement inférieure à la limite d'endurance des matériaux au contact. Le tableau 17.4 donne les valeurs empiriques de $[\sigma]_{sup}$ pour les engrenages à vis sans fin soigneusement rodés et bien graissés. Lorsque ces conditions ne sont pas observées, les données indiquées dans le tableau doivent être diminuées d'environ 30 %.

Tableau 17.4

Contraintes de contact admissibles $[\sigma_{sup}]$ pour les matériaux des roues à vis satisfaisant à la condition de tenue au grippage

Matières		Vitesse de glissement v_g en m/s						
Vis sans fin	Roue	0,25	0,5	1	2	3	4	6
		$[\sigma]_{sup}$ kgf/cm²						
Acier 20, 20X cémenté, (avec HRC > > 45)	СЧ15-32 СЧ18-36	1600	1300	1150	900	—	—	—
Acier 45, Ст. 6	СЧ15-32 СЧ18-36	1400	1100	900	700	—	—	—
Acier trempé	Бр. АЖ9-4	—	2500	2300	2100	1800	1600	1200

Si les roues sont en bronze à charge de rupture $\sigma_{ttr} < 30$ kgf/mm², la capacité de charge de la transmission est limitée par la fatigue de contact, et la valeur de la contrainte admissible doit être choisie

d'après la formule (15.22):

$$[\sigma]_{sup} = [\sigma]'_{sup} k_r k_s k_h.$$

Le coefficient de service k_r est choisi d'après la formule analogue à la formule (15.23), la valeur de l'exposant $m = 8$ étant établie expérimentalement:

$$k_r = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_é}}. \qquad (17.17)$$

Lorsque les conditions de service sont variables (étagées), $N_é$ est calculé d'après une formule analogue à la formule (2.17), avec $m = 8$

$$N_é = \frac{60}{(M_t)^4} \sum (M_i)^4 T_i n_i. \qquad (17.18)$$

Lorsque $N_é > 25 \cdot 10^7$, il convient d'adopter $N_é = 25 \cdot 10^7$, la valeur minimale de k_r est alors 0,67.

Les valeurs de $[\sigma]'_{sup}$ (en kgf/cm²) de certains matériaux de roues formant couple avec une vis sans fin en acier sont données dans le tableau 17.5.

Tableau 17.5

Valeurs de $[\sigma]'_{sup}$ (en kgf/cm²) pour les divers modes de moulage des couronnes

Matériau et mode de moulage	Dureté superficielle des filets de la vis sans fin	
	HRC < 45	HRC ⩾ 45
Бр. ОФ10-1, en sable	1300	1600
Бр. ОФ10-1, en coquille	1900	2250
Бр. ОНФ, centrifuge	2100	2500

Calcul des dents à la rupture. Ce calcul ne se fait que pour les dents de la roue, car la résistance des filets de la vis est importante. La courbure de la section de base de la dent et la disposition oblique des lignes de contact par rapport au pied font que la résistance de la denture d'une roue à vis dépasse celle de la denture hélicoïdale des roues cylindriques. Pour simplifier les calculs, prenons comme relation de départ la formule qui donne les contraintes dans la section dangereuse d'une denture hélicoïdale, en y introduisant les correctifs dont la valeur approchée peut être établie par les considérations suivantes.

La base de la dent est plus longue que la ligne de contact conventionnelle posée égale à l'arc de cylindre primitif de génération de la vis limité par l'angle d'embrassement 2γ. Nous pouvons considérer que la résistance de la dent est proportionnelle à l'augmentation de

la longueur de sa base par rapport à celle de la ligne de contact qui transmet la charge à la dent; son appréciation approchée peut être donnée par le rapport entre les longueurs considérées (voir fig. 17.10). En posant la longueur de la base de la dent l_0 égale à l'arc suivant le cylindre de tête de la vis, et la longueur de la ligne de contact l_c égale à l'arc suivant le cylindre primitif de génération dans les limites de l'angle d'embrassement 2γ, on obtient:

$$\frac{\cup CD}{\cup AB}=\frac{l_0}{l_c}\approx\frac{D_{ev}}{d_v}\approx\frac{qm+2m}{qm}=\frac{q+2}{q}.$$

D'autre part, d'après la figure on voit que dans les sections de la dent de la roue, parallèles au plan principal, la résistance est plus grande que dans le plan de la section principale (dans la section D-D la dent de la roue a la forme d'une sorte de dent corrigée à déport δm positif).

La valeur moyenne du coefficient de déport peut être définie pour la section qui passe par le point F, lieu d'intersection de la tangente horizontale au cercle primitif de génération de la vis avec le rayon mené sous un angle $2\gamma/4$ à partir du centre de la vis. La figure permet d'écrire:

$$\delta=\frac{q}{2}\left(1-\cos\frac{2\gamma}{4}\right)\approx 0{,}05q.$$

En considérant qu'en moyenne $q = 10$, on trouve:

$$\frac{l_0}{l_c}=\frac{10+2}{10}=1{,}2$$

et

$$\delta=0{,}5.$$

Pour un tel déport, lorsque le nombre de dents de la roue passe de 30 à 80 l'augmentation du coefficient de forme des dents est de 1,24 à 1,1. En admettant la valeur moyenne de celui-ci égale à 1,17, on trouve l'augmentation relative de la résistance des dents de $1{,}2\cdot 1{,}17=1{,}4$, c'est-à-dire d'environ 40 %. En remplaçant dans la formule (15.48) q_p par sa valeur tirée de la formule (17.10), l'angle β par λ, m_n par $m\cos\lambda$, en tenant compte du coefficient 1,4 et en introduisant le coefficient 1,5 pour la compensation de l'usure éventuelle des dents, on obtient:

$$\sigma_f=\frac{q_p\cos^2\lambda}{my\cos\lambda}\cdot\frac{1{,}5}{1{,}4}\approx\frac{1{,}9\cos\lambda}{md_rd_vy}M_tk_ck_d\leqslant[\sigma]_f\ \text{kgf/cm}^2. \quad (17.19)$$

Pour le calcul d'établissement de projet des transmissions ouvertes on tire de la dernière formule (en négligeant l'action de l'angle λ)

$$m=1{,}24\sqrt[3]{\frac{M_tk_ck_d}{z_rqy\,[\sigma]_f}}\ \text{cm}. \quad (17.20)$$

Le coefficient de forme des dents y est choisi d'après le diagramme de la figure 15.23 (pour les roues menées) en fonction du nombre de dents complémentaire z_c.

Les contraintes de flexion admissibles dans la section dangereuse de la dent sont déterminées d'après les formules (15.32) et (15.33).

Pour les différents matériaux, les valeurs des contraintes admissibles indiquées dans le tableau 17.6 sont données pour $N \leqslant 10^6$.

Tableau 17.6

Valeurs de $[\sigma]_f$ pour les différents matériaux des roues

Matériaux et mode de moulage de la roue	Sollicitation unilatérale des dents	Sollicitation bilatérale des dents
Бр. ОФ10-1, en sable	400	290
Бр. ОФ10-1, en coquille	580	420
Бр. ОНФ, centrifuge	650	460
Бр. АЖ9-4, en sable	780	640
СЧ 12-28, en sable	340	210
СЧ 15-32, en sable	380	240
СЧ 18-36, en sable	430	270
СЧ 21-40, en sable	480	300

Pour $N > 10^6$ les valeurs du tableau doivent être multipliées par le coefficient de service $k_r = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}}$. Avec $N > 250 \cdot 10^6$ il faut poser $N = 250 \cdot 10^6$. Pour un régime de charge variable, $N_é$ est calculé d'après la formule (15.35).

Détermination de l'échauffement. La chaleur dégagée par un engrenage à vis sans fin est de beaucoup supérieure à celle d'un engrenage ordinaire. De là tout l'intérêt de son calcul. Pour les transmissions fermées par un carter, le calcul s'effectue conformément aux indications données à la page 374.

Dimensions géométriques principales. Après avoir obtenu par calcul de la résistance le module m et l'entraxe A, il faut procéder au calcul de la géométrie de l'engrenage (tableaux 17.7 et 17.8). Les dimensions de la vis et de la roue doivent correspondre à celles fournies par les normes.

Tableau 17.7

Formules pour la détermination des éléments géométriques de la vis et de la roue

Eléments d'engrenage	Vis	Roue
Diamètre du cylindre primitif de génération de la vis et du cercle primitif de génération de la roue	$d_{pv} = qm$	$d_{pr} = z_r m$

Eléments d'engrenage	Vis	Roue
Diamètre du cercle primitif	$d_v = m(q+2\delta)$	$d_r = d_{pr}$
Angle d'hélice de la vis suivant le cylindre primitif de génération	$\operatorname{tg}\lambda = \frac{z_v}{q}$	
Coefficient de déport		$\delta = \frac{A}{m} - 0{,}5(q+z_r)$
Entraxe	$A = \frac{m}{2}(q+z_r+2\delta)$	
Diamètre du cercle de tête	$D_{ev} = d_{pv} + 2f_0 m$	$D_{er} = d_{pr} + 2m(f_0 + c_0{}^* + \delta)$
Diamètre du cercle de pied	$D_{iv} = d_{pv} - 2m(f_0 + c_0)$	$D_{ir} = d_{pr} - 2m(f_0 + c_0 - \delta)$
Diamètre extérieur de la roue	Pour $z_v = 1$ $z_v = 2$ $z_v = 4$	$D_{ex} \leqslant D_{er} + 2m$ $D_{ex} \leqslant D_{er} + 1{,}5m$ $D_{ex} \leqslant D_{er} + m$
Largeur de la roue	Pour $z_v = 1$ et 2 $z_v = 4$	$B \leqslant 0{,}75\ D_{ev}$ $B \leqslant 0{,}67\ D_{ev}$

* Le coefficient de jeu radial c_0 est pris égal à 0,2.

Tableau 17.8

Longueur de la partie taillée de la vis L

δ	Valeur de L (égale ou supérieure) pour z_1 égale à	
	1 et 2	4
0	$(11+0{,}06\ z_r)\ m$	$(12{,}5+0{,}09\ z_r)\ m$
—0,5	$(8+0{,}06\ z_r)\ m$	$(9{,}5+0{,}09\ z_r)\ m$
—1,0	$(10{,}5+z_v)\ m$	$(10{,}5+z_v)\ m$
+0,5	$(11+0{,}1\ z_r)\ m$	$(12{,}5+0{,}1\ z_r)\ m$
+1,0	$(12+0{,}1\ z_r)\ m$	$(13+0{,}1\ z_r)\ m$

CHAPITRE 18

Engrenages à vis globique

GÉNÉRALITÉS

Agencement. Les engrenages à vis globique se distinguent de ceux à vis sans fin par la forme torique de la partie taillée de la vis (fig. 18.1) qui embrasse la roue suivant un certain arc. Par rapport à un couple à vis cylindrique, cette disposition augmente le nombre de dents de la roue en prise qui varie de 4 à 8.

Dans la section axiale, le profil des filets d'une vis globique est constitué de droites dont les prolongements sont tangents à la circonférence de profil, le centre de cette dernière coïncidant avec celui de la roue (cf. fig. 18.5). Dans un engrenage à vis globique *classique*, un tel profil est généré par des droites en rotation dans le plan moyen de la roue et une rotation simultanée de la vis autour de son axe. Dans le taillage d'une vis le rôle des droites incombe aux arêtes droites de l'outil de coupe.

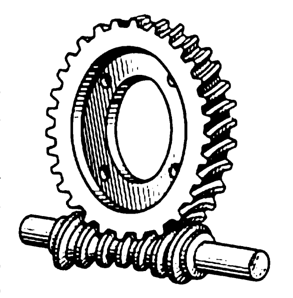


Fig. 18.1

Les flancs des dents sont taillés par roulement de la fraise-mère globique dont la forme correspond à celle de la vis et de l'ébauche de la roue. La surface des flancs des dents (fig. 18.2) est constituée de deux parties principales, dont *2* représente l'approche de roulement de la première moitié de la dent qui est l'enveloppe de la surface du filet de la vis dans son mouvement relatif, et *1*, la surface de la seconde moitié de la dent constituant la trace du mouvement de la première génératrice de la surface du filet de la vis dans son mouvement relatif. Ces deux surfaces n'ont pas de raccordement progressif mais forment une brisure qui se situe dans le plan moyen de l'engrenage. Il existe encore une troisième partie *3* de la surface dite rognée qui se situe à l'entrée de la dent et qui constitue également la trace du mouvement de la première génératrice de la surface du filet de la vis.

Un engrenage classique ne peut transmettre la pleine charge qu'après un rodage prolongé pendant lequel les filets de la vis à l'entrée et à la sortie s'amincissent et les dents de la roue acquièrent une forme stable. Pour réduire la période de rodage, on réalise des engrenages *modifiés* dans lesquels les filets sont sciemment amincis aux extrémités lors du taillage de la vis.

Les paramètres géométriques principaux des engrenages globiques à vis modifée sont normalisés. Le fait que la fraise-mère globique ne permet pas de tailler les roues à nombre de dents différents inter-

dit la limitation des modules par une série définie de grandeurs et par suite la normalisation de ces modules. La norme homologue les valeurs des entraxes A, des diamètres des cercles de tête dans le plan moyen D_{e2}, de la largeur des roues B et du rapport. En outre, on recommande les valeurs déterminées des éléments principaux suivants de l'engrènement : nombre de dents de la roue et de filets des vis permettant d'obtenir des rapports imposés, nombre de dents de la roue z' embrassées par la vis, hauteur active d'une dent h_0 et hauteur de tête d'une dent h'_2 (cf. fig. 18.8).

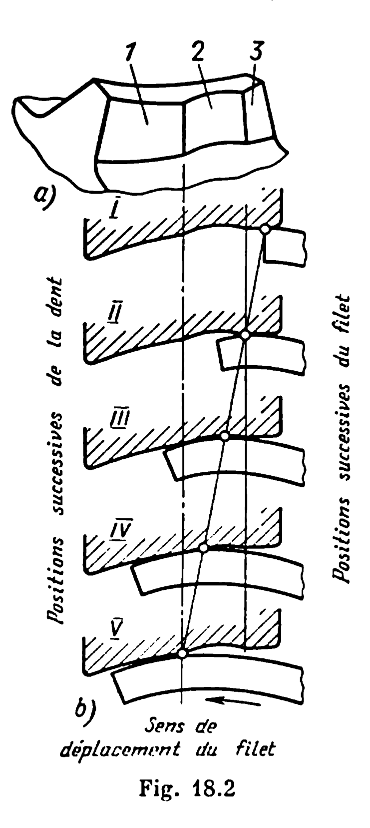


Fig. 18.2

Avantages et inconvénients. L'avantage principal d'un engrenage à vis globique est sa capacité portante deux à trois fois plus grande que celle d'un engrenage à vis cylindrique de même encombrement.

Parmi les inconvénients il y a: a) le refroidissement artificiel nécessaire dans la grande majorité des cas par suite d'une surface de corps relativement petite; b) la sensibilité très marquée aux imprécisions de montage; c) la gamme de fabrication compliquée.

Les engrenages à vis globique s'emploient dans les ascenseurs, les monte-charges, les trolleybus, les treuils, etc. Pour les mêmes gammes de rapports et de puissances transmises, l'encombrement des engrenages à vis globique est bien inférieur à celui des engrenages à vis sans fin.

PRINCIPES THÉORIQUES ET FONCTIONNEMENT DE L'ENGRENAGE

Processus de transmission de la charge dans l'engrenage. Lorsque le filet s'engage dans l'entredent de la roue, la première surface génératrice du filet de la vis sans fin passe sur la surface rognée de la dent (fig. 18.2, *b*, position *I*). Lorsque la vis a tourné de quelques degrés (position *II*), son filet entre en contact avec la partie de roulement de la dent suivant une ligne de contact *supplémentaire*. La formation d'un jeu cunéiforme crée des conditions favorables à l'établissement d'un film d'huile. Le filet entre ensuite en contact avec la ligne d'in-

flexion de la surface de la dent qui constitue la ligne de contact *principale* (position *III*) ; dans le même temps, la ligne de contact supplémentaire se déplace vers le plan principal (position *IV*).

Ainsi, le long de la première moitié de la vis, le contact s'effectue suivant deux lignes de contact ; la ligne de contact supplémentaire de la dent qui parvient jusqu'à la gorge de la vis, après s'être déplacée vers la ligne de contact principale, se confond avec elle (position *V*). Sur la deuxième moitié de la vis, le contact des dents et des filets de la vis s'établit suivant la ligne d'inflexion.

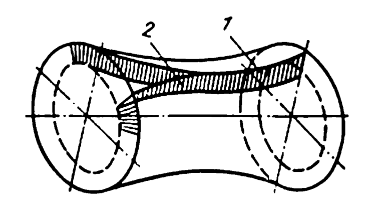


Fig. 18.3

Les positions successives de la ligne de contact dans un espace fixe forment deux *surfaces d'engrènement* : principale *1* et supplémentaire *2* (fig. 18.3).

Le travail simultané de toutes les dents de la roue, situées dans les limites de l'arc embrassé par la vis, n'est possible que dans le cas d'une précision de fabrication suffisante et après une certaine période de rodage sous charge. La distribution de la charge entre les dents en prise est irrégulière, surtout par suite des imprécisions de fabrication et de la déformation de la vis.

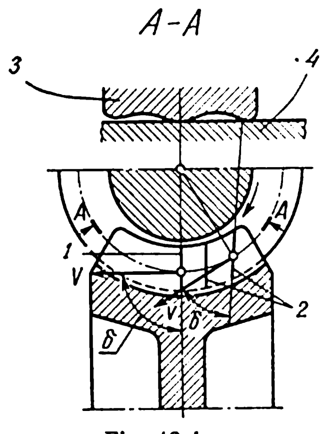


Fig. 18.4

Graissage, pertes, rendement. Les conditions d'établissement d'un coin d'huile sont plus favorables dans un engrenage à vis globique par rapport à un engrenage à vis cylindrique : les lignes de contact *1* (fig. 18.4) de la surface d'action principale (cf. fig. 18.3) sont perpendiculaires à la direction de la vitesse de glissement. Dans la zone de la première partie de la vis (du côté de la commande de sa rotation), l'angle compris entre les lignes de contact supplémentaires et la direction de la vitesse périphérique est également voisin de 90°. Un autre facteur favorable est la faible courbure de la surface des dents en prise suivant les lignes de contact supplémentaires (la section *A-A* de la figure 18.4 montre la position relative du développement de la dent de la roue *3* et du filet de la vis *4* en prise suivant les lignes *1* et *2*). Ceci favorise la formation d'un coin d'huile et la diminution des contraintes de contact ; il s'ensuit qu'à l'égalité d'autres paramètres l'engrenage de ce type peut transmettre une charge plus grande qu'un engrenage à vis cylindrique.

Pour assurer la capacité portante d'un film d'huile dans les condi-

tions des températures assez élevées dues à une charge importante, il faut employer des huiles plus visqueuses. Les expériences réalisées avec des engrenages à vis globiques montrent que le régime le plus favorable est celui des températures allant de 80 à 90 °C avec utilisation des huiles à cylindres 52 (vapor), 38 et 24 (viscosin).

Les pertes dans un engrenage à vis globique sont calculées de la même façon que dans un engrenage à vis sans fin cylindrique d'après la formule (17.5) en y portant les valeurs de l'angle d'hélice de la vis au milieu du tore (cf. tableau 18.1) et de l'angle de frottement (on choisit les plus petites valeurs du tableau 17.2).

Types de détériorations. De même que les engrenages à vis sans fin, les engrenages à vis globique donnent lieu à la *formation des piqûres*, au *grippage* et à *l'usure* des dents. La dégradation des filets de la vis est bien plus rare. Pour renforcer la résistance aux détériorations d'un engrenage à vis globique on procède de la même façon que dans le cas d'une vis cylindrique (cf. p. 308).

ÉLÉMENTS DES ENGRENAGES À VIS GLOBIQUE

Matériaux. En choisissant les matériaux des roues et des vis, il faut tenir compse de ce qu'un engrenage à vis globique ne peut fonctionner dans les conditions normales que lorsque les filets de la vis et les dents

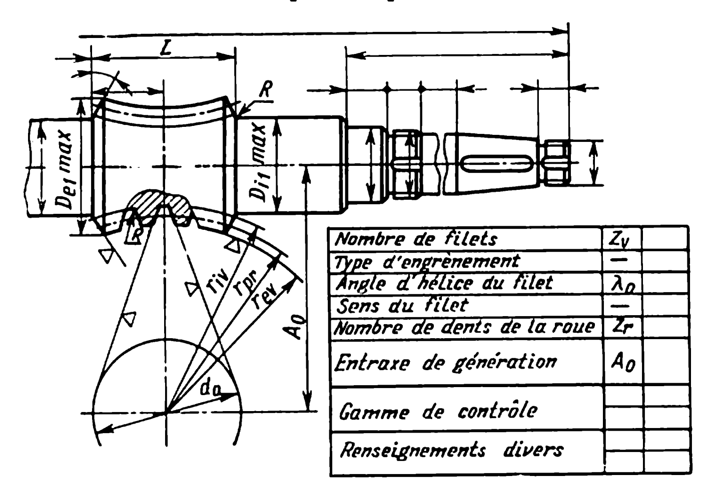


Fig. 18.5

de la roue adhèrent bien ; on y parvient en procédant au rodage simultané de la roue et de la vis. Par ailleurs, la dureté superficielle des filets de la vis ne doit pas être trop faible pour prévenir le grippage et l'accélération de l'usure. Les meilleures propriétés fonctionnelles ont été enregistrées sur les engrenages à vis globique améliorés à dureté

HRC 30 à 38. Les vis globiques ne subissent pas la rectification; la dureté indiquée rend possible une finition de la vis à l'outil de coupe. Pour des engrenages importants, les vis sont fabriquées en aciers 35 X MA, 38XГН ou 40 XH, et le plus souvent le 40X.

Les matériaux d'un couple roue et vis doivent donner le coefficient de frottement minimal dans les conditions d'un frottement limite et faire preuve d'une bonne tenue au grippage. Le bronze à l'étain-nickel Бр.ОНФ répond le mieux à ces impératifs, le bronze à l'étain-phosphore Бр. ОФ 10-1 n'est pas aussi bon. Les bronzes à faible teneur en étain Бр. ОЦС 5-5-5, Бр. ОЦС 6-6-3, etc., sont employés avec

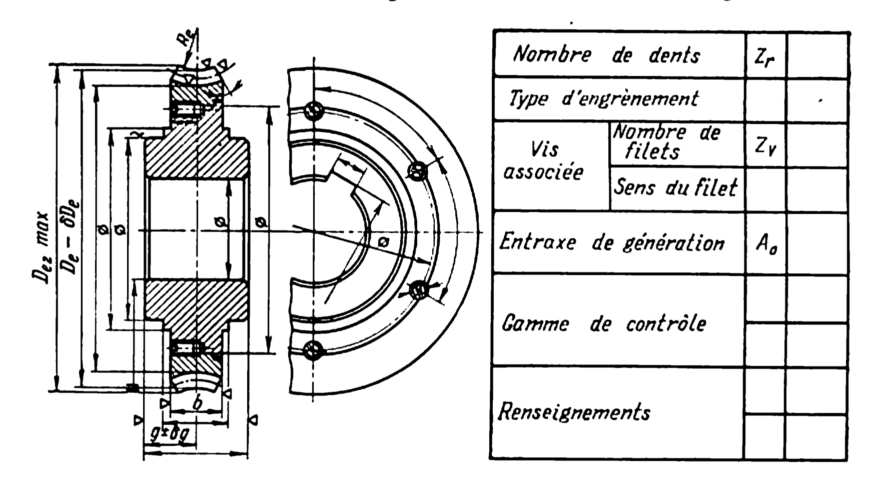


Fig. 18.6

succès. Le bronze Бр. АЖ 9-4 s'emploie également pour les vitesses de glissement $v_g < 10 m/s$, mais la charge admissible est alors plus faible que pour les roues en bronze à l'étain. L'emploi des laitons ЛМцС58-2-2 et ЛМцОС 58-2-2-2 donne des résultats satisfaisants.

Constructions des vis globiques et des roues. Lors de la conception des vis et des roues (fig. 18.5 et 18.6) on peut se guider par les recommandations données pour les engrenages à vis sans fin.

L'aptitude au fonctionnement des engrenages à vis globique dépend pour beaucoup de la précision de fabrication et de montage.

Les normes de tolérance des engrenages à vis globique ne sont pas encore mises au point. On peut pratiquement utiliser les données relatives aux engrenages à vis sans fin des 7e et 8e degrés de précision (normalisés).

Dans le montage il importe de ne pas dépasser les limites imposées d'entraxe, de positionnement de la vis le long de son axe et du plan médian de la roue par rapport à l'axe de la vis.

CALCUL DES ENGRENAGES À VIS GLOBIQUE

Critères de calcul. Les critères essentiels servant à apprécier l'aptitude au travail d'un engrenage à vis globique sont la *tenue de la denture de la roue à l'usure* et *le régime thermique.* Aussi faut-il établir par calcul les dimensions (entraxe A) susceptibles, après la période de rodage, de parer à une usure excessive des roues travaillant sous

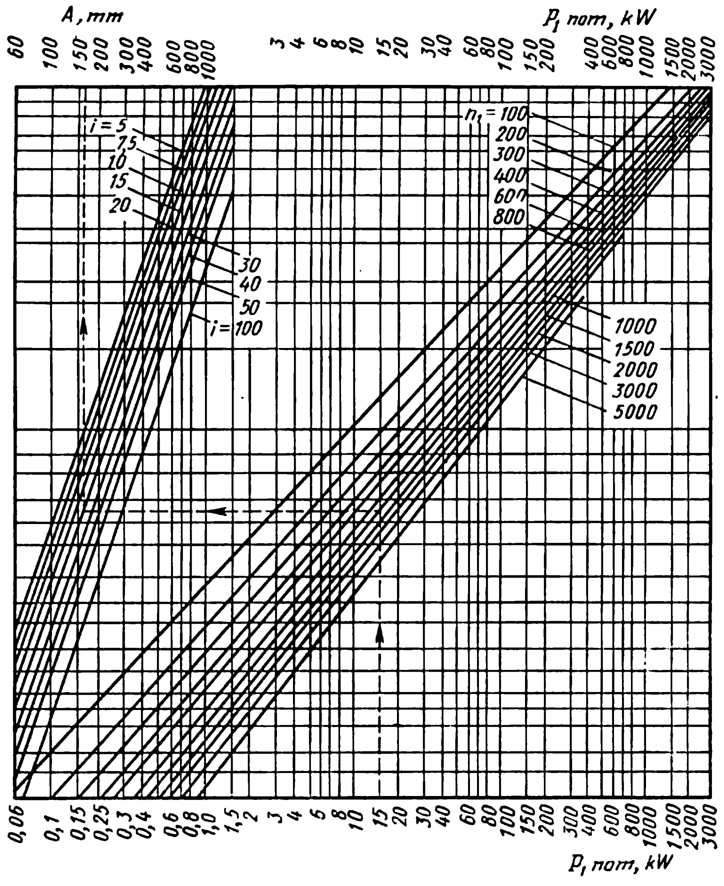


Fig. 18.7

charge et à une élévation de la température du bain d'huile au-delà d'une limite admissible établie expérimentalement.

La capacité de charge d'un engrenage à vis globique ne dépend pas du module parce qu'environ 1/10 des dents de la roue sont en prise simultanément, alors que dans un engrenage à vis sans fin cylindrique l'effort n'est parfois transmis que par une seule dent de la roue. C'est pourquoi on ne fait pas le calcul à la rupture.

Les *efforts agissant sur un engrenage* à vis globique se calculent approximativement d'après les formules correspondantes prévues pour les engrenages à vis sans fin : (17.6) ; (17.7) ; (17.8). D'après ces conditions on calcule la résistance de la vis (voir p. 409).

Calcul de la capacité portante. La puissance transmise par un engrenage à vis globique est déterminée suivant la formule déduite

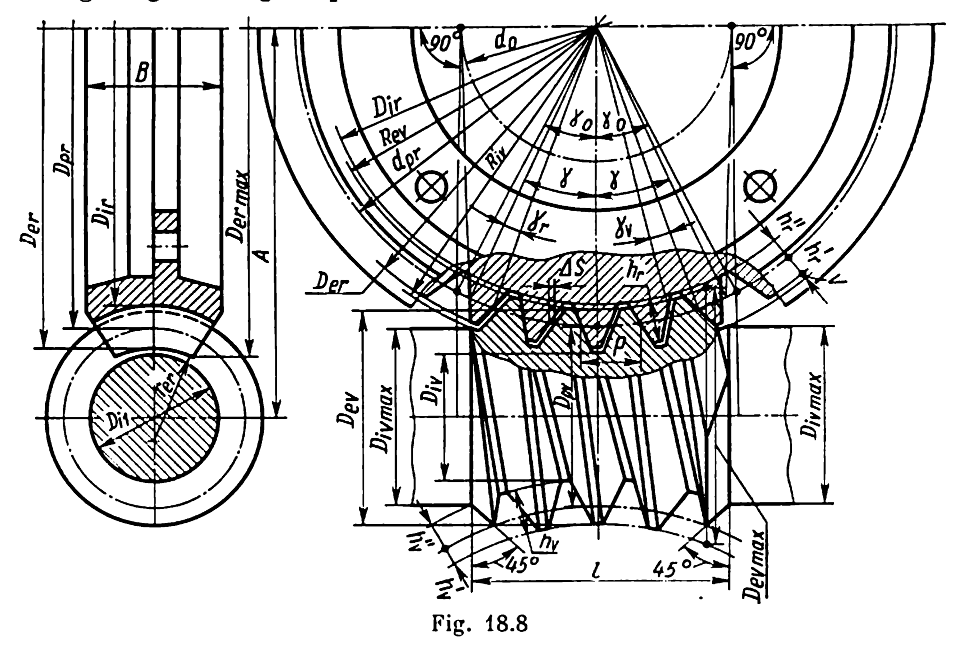


Fig. 18.8

par généralisation de la pratique d'exploitation des transmissions dans des conditions différentes et des données empiriques :

$$P = P_{1\,nom} k_m k_p k_r, \qquad (18.1)$$

où $P_{1\,nom}$ est la puissance d'un engrenage de précision normale à roue en bronze Бр. ОФ 10-1 ou Бр. ОНФ prévu pour un fonctionnement calme pendant 24 h par jour (fig. 18.7) ; k_m, k_p, k_r, les coefficients qui tiennent compte de l'influence du matériau de la roue, de la précision de fabrication et du régime de travail de l'engrenage.

Le coefficient de matériau pour les bronzes sus-indiqués formant couple avec une vis à HRC 32 ou 38 est égal à l'unité ; pour la même vis mais avec une roue en bronze Бр. ОЦС 6-6-3, $k_m = 0,9$ et avec une roue en bronze Бр. АЖ 9-4 (et similaires), $k_m = 0,7$ à 0,8.

Pour une précision accrue, $k_p = 1,1$, pour une précision normale et réduite, $k_p = 1,0$ et 0,85.

Dans le cas d'un fonctionnement stable pendant 24 h par jour, $k_r = 1$; pour un travail continu avec chocs et les à-coups pendant

Tableau 18.1

Formules pour le calcul de certaines dimensions des engrenages à vis globique

Elément de l'engrenage	Vis	Roue
Diamètre pratique	$d_{p1} = D_{i1} + 2h_1''$	$d_{p2} = D_{e2} - 2h_2'$
Diamètre du cercle de profil		$d_0 = \frac{A}{1,6}$
Diamètre du cercle de tête	$D_{e1} = D_{i1} + 2h_1$	D_{e2} normalisé
Diamètre du cercle de pied	$D_{i1} = 2A - D_{e2} - 2c$	$D_{i2} = d_{p2} - 2h_2''$
Hauteur de la tête du filet, de la tête de la dent	$h_1' = h_2'' - c$	h_2' normalisée
Hauteur du pied du filet, du pied de la dent	$h_1'' = h_2' + c$	h_2'' normalisée
Hauteur du filet, de la dent	$h_1 = h_2$	$h_2 = h_2' + h_2''$
Vide	$c = 0,1\ h_2$	
Longuer de la vis	$l = d_{p2} \sin \gamma$	
Angle d'hélice du filet au milieu du toroïde de calcul	$\lambda_{tc} = \text{arc tg}\ \frac{d_{p2}}{i d_{p1}}$	
Rayon des têtes dans le plan moyen	$r_{e1} = A - 0,5 D_{e1}$	$r_{e2} = 0,53 D_{i1\ max}$
Rayon des pieds dans le plan moyen	$r_{i1} = A - 0,5 D_{i1}$	
Diamètre maximal à fond de filet de la vis	$D_{i1\ max} = 2\left(A - \sqrt{r_{i1}^2 - 0,25 l^2}\right)$	
Angle embrassé de calcul de la roue		$2\gamma = \frac{360}{z_2}(z' - 0,5)$

8 ou 10 h par jour, $k_r = 0{,}85$; pour un travail pendant 24 h par jour accompagné de chocs $k_r = 0{,}75$; pour un travail périodique (pendant 15 mn suivi d'une pause de 2 h et plus), $k_r = 1{,}4$.

Les indications pour le calcul de l'échauffement sont données dans le chapitre 21.

Dimensions géométriques principales. Après la détermination de l'entraxe suivant la charge imposée et le rapport, la grandeur A est arrondie jusqu'à la valeur normalisée la plus proche pour choisir ensuite les dimensions des éléments de la transmission conformes à la norme. Le diamètre du cercle de tête D_{e2}, la largeur de la roue B, la hauteur de la tête h_2' et du pied h_2'' de la dent de la roue sont choisis dans les tableaux donnés par la norme. Les autres dimensions de la roue et de la vis (fig. 18.8) sont calculées suivant les formules du tableau 18.1

CHAPITRE 19

Transmissions par chaîne

GÉNÉRALITÉS

Agencement. Dans le cas le plus simple une transmission par chaîne est composée d'une chaîne et de deux roues dentées, menante *1* et menée *2* (fig. 19.1, *a*). Les transmissions fonctionnant sous charge importante et à grande vitesse sont logées dans un carter et munies de dispositifs de contrainte et de graissage *3* (fig. 19.1, *b*). L'arbre mené est entraîné en rotation par l'arbre menant à l'aide d'une chaîne tirée par la roue menante. Une transmission dont le lien flexible est une courroie dentée est de même type. L'effort périphérique est alors transmis grâce à la tension de la courroie qui engrène par ses dents trapézoïdales avec les poulies munies de gorges de forme correspondante (fig. 19.1, *c*). Dans certains ouvrages ce type de transmission est rapporté aux transmissions par courroie.

Avantages et inconvénients. Les avantages principaux d'une transmission par chaîne sont:

a) la possibilité d'appliquer des entraxes importants ($A_{max} = 5$ m);

b) le rendement assez élevé allant jusqu'à $\eta = 0{,}98$;

c) les arbres moins sollicités que dans le cas d'une transmission par courroie;

d) la possibilité de transmettre le mouvement à plusieurs arbres.

Les transmissions par chaîne s'emploient surtout pour les puissances allant jusqu'à 100 kW, les vitesses périphériques jusqu'à $v =$

$=15$ m/s et les rapports de transmission jusqu'à $i \leqslant 8$. On les utilise dans les machines agricoles, bicyclettes, motocyclettes, commandes des mécanismes auxiliaires des laminoirs, machines-outils, transporteurs, haveuses-chargeuses, etc.

Les inconvénients de ces transmissions sont leur prix relativement élevé, une certaine irrégularité de marche, la nécessité d'un montage

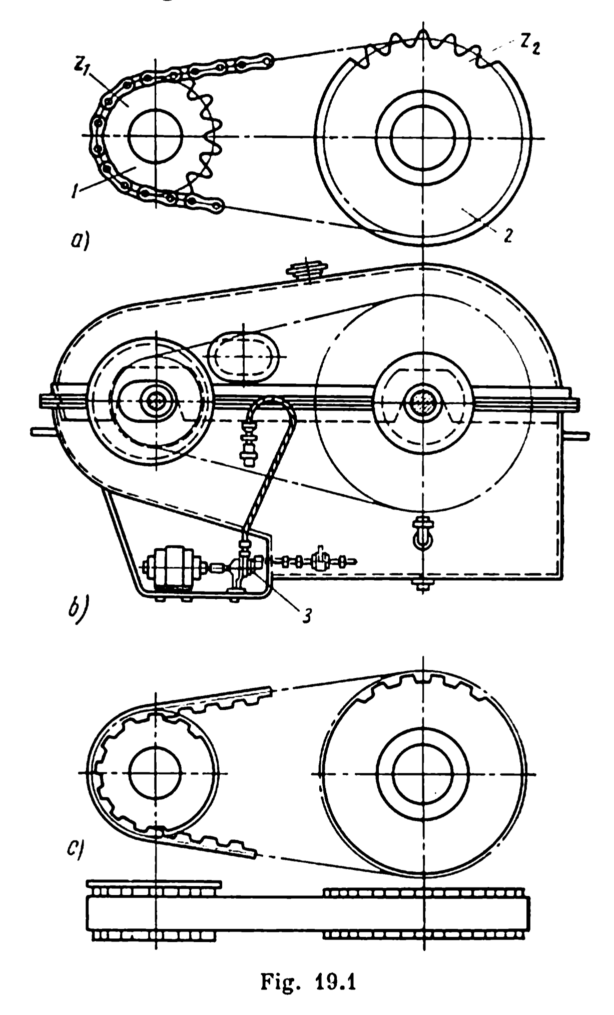


Fig. 19.1

et d'un entretien soigneux, leur inaptitude au renversement de marche en service.

Classification. Les transmissions par chaîne se distinguent suivant le type de chaînes (à rouleaux, tubulaires, silencieuses) ; elles peuvent

être réductrices ou multiplicatrices; posséder une ou plusieurs chaînes qui transmettent la charge; avoir une (transmissions courantes) ou plusieurs (transmissions spéciales) roues menées. Les transmissions peuvent être ouvertes, fermées par un protecteur ou par un carter.

ÉLÉMENTS DES TRANSMISSIONS PAR CHAÎNE

Chaînes. Ce sont les éléments principaux des transmissions: ils déterminent la sécurité et la durée de fonctionnement et sont constitués de maillons articulés. Les chaînes sont fabriquées par des entreprises spécialisées. Leurs construction, dimensions, matériaux, caractéristiques mécaniques et précision sont normalisés.

La résistance d'une chaîne est définie par l'*effort de rupture R* dont la valeur est établie expérimentalement à l'usine de fabrication

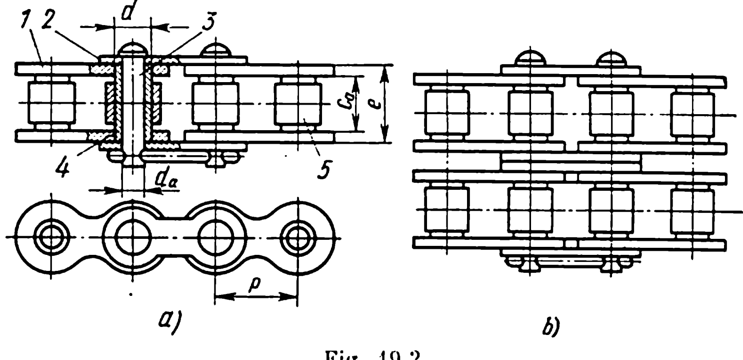


Fig. 19.2

et approuvée par la norme. Les caractéristiques géométriques principales des chaînes sont le pas p et la largeur c_a. Ces grandeurs guident le choix des chaînes.

La chaîne à rouleaux ПР (fig. 19.2,*a*) est constituée de maillons articulés successifs *intérieurs 1* et *extérieurs 2*. Chaque articulation est composée par un axe *3* posé à force dans les plaques extérieures et un tube *4* fixé dans les trous des plaques intérieures. Le tube *4* porte le rouleau *5* qui diminue l'usure des dents de la roue. La surface de la projection diamétrale du contact d'une telle articulation est $S = d_a c_a$.

La jonction des extrémités de la chaîne s'effectue par les maillons détachés suivant la figure 19.3,*a*, pour un nombre pair de maillons, et la figure 19.3, *b*, pour un nombre impair. Les maillons coudés (deuxième type) étant plus faibles que les éléments normaux, il est préférable d'utiliser les chaînes à nombre pair de maillons.

Les chaînes tubulaires ПВ se distinguent des chaînes à rouleaux par l'absence desdits rouleaux. Elles présentent sur les chaînes à rou-

leaux l'avantage d'avoir un poids plus faible. Toutefois, l'absence de rouleaux entraîne une usure accélérée des dents des roues par suite du glissement des tubes sur les dents au lieu du roulement des rouleaux.

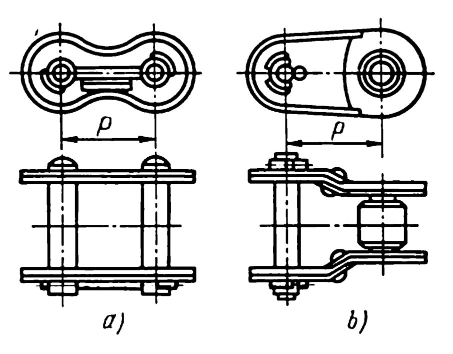


Fig. 19.3

Lorsque les efforts à transmettre sont importants, il faut employer des chaînes à grand pas; mais alors le diamètre des roues doit être grand lui-même. Pour diminuer le diamètre des roues et utiliser des chaînes à petit pas, on emploie des chaînes *à rouleaux multiples* (fig. 19.2, *b*) assemblées à partir des éléments de chaînes simples normales, à l'exception d'axes dont la longueur doit correspondre à la largeur totale de la chaîne. Les chaînes doubles (2ПР) et triples (3ПР) sont les plus usitées.

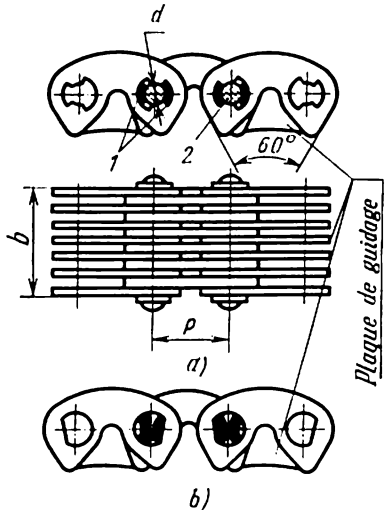


Fig. 19.4

Lorsque la transmission est prévue pour supporter des charges dynamiques (inversions, chocs), il est recommandé d'employer des chaînes à rouleaux *à maillons coudés*, analogues à ceux de la figure 19.3,*b*, le fléchissement qui se produit dans de tels maillons donnant lieu à une flexibilité accrue de la chaîne. La déformation des plaques contribue à l'amortissement des chocs engendrés sur un des arbres du système et affaiblit ainsi les chocs transmis au deuxième arbre.

Pour assurer une aptitude au fonctionnement suffisante de la chaîne, les matériaux de ses éléments doivent avoir une bonne tenue à l'usure et une grande résistance; à cet effet on utilise des aciers au carbone ou alliés ayant subi un traitement thermique qui leur confère une dureté HRC 35 à 45. Les plaques se font en acier 50 et 40X ; les axes, en acier 20, 20Г, 20X à la dureté HRC 54 à 62, les rouleaux, en aciers 60 Г à la dureté HRC 47 à 55.

Une chaîne *silencieuse* (fig. 19.4,*a*) est constituée d'un jeu de plaques à dents articulées dans un ordre déterminé. Les chaînes silencieu-

ses ont pour avantage de présenter un fonctionnement doux et silencieux et de pouvoir être utilisées à de grandes vitesses. Elles sont de construction plus compliquée que les chaînes à rouleaux, par conséquent, plus onéreuses, et imposent un bon entretien. Les surfaces actives des chaînes silencieuses qui subissent la pression des dents de la roue, sont les champs extérieurs des saillies dentées des plaques; aussi, les plaques sont-elles trempées pour obtenir une dureté HRC 40 à 50 susceptible d'assurer une tenue à l'usure suffisante des surfaces actives.

Le guidage correct de la chaîne est assuré par des *flasques* spéciaux. Pour de faibles vitesses il est recommandé d'utiliser les chaînes à

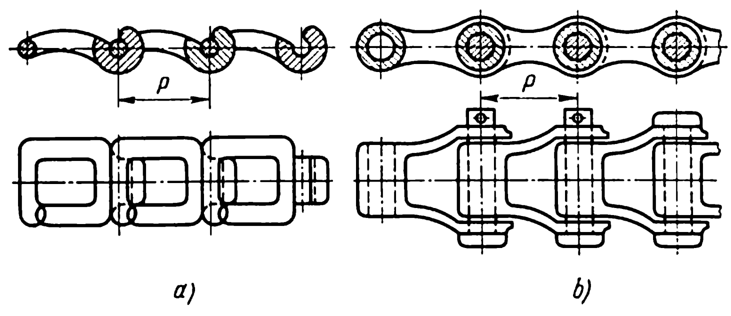


Fig. 19.5

deux flasques latéraux, et pour de grandes vitesses, les chaînes à un flasque-guide central. Dans ce cas, les dents des roues doivent comporter des gorges pour loger les flasques-guides (voir fig. 19.7,*d*).

L'aptitude au fonctionnement de la chaîne est pour beaucoup définie par la construction de ses articulations. Celles-ci peuvent être *simples* ou *tubulaires*. Une articulation simple est constituée d'un axe engagé dans les trous ronds des plaques à assembler. Les chaînes comportant de telles articulations ne peuvent pas transmettre des efforts importants, leur usure étant très rapide. Pour transmettre des efforts importants, on emploie des chaînes silencieuses constituées d'articulations à deux broches segmentées *1* et à un axe *2* (fig. 19.4,*a*). Chaque broche, d'une longueur égale à la largeur de la chaîne, n'est fixée à demeure qu'à la moitié des maillons. Les autres maillons peuvent pivoter librement dans les limites d'un certain angle (25° environ) grâce à une échancrure plus grande que la largeur de la broche considérée. Ces broches transmettent la pression d'une section du maillon à l'autre sur toute la longueur de l'axe. La surface diamétrale est $S = 0{,}76\ d_a c_a$. C'est pourquoi la chaîne à articulations à broches est susceptible de transmettre une charge plus grande que celle admise pour une chaîne à articulations simples.

Lorsque les efforts et les vitesses sont faibles ($v < 3$ à 4 m/s), on emploie les chaînes à *maillons de forme* coulés. Les entreprises

soviétiques fabriquent deux chaînes de ce type: à crochets et tubulaires à fuseau. Les chaînes *à crochets* (fig. 19.5,*a*) ne sont constituées

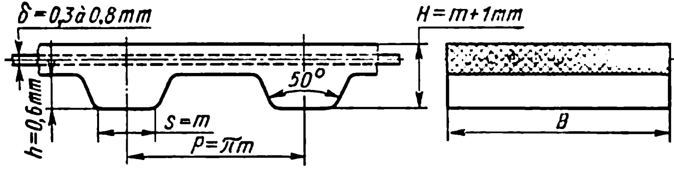


Fig. 19.6

que de maillons d'une forme spéciale qui rendent inutile l'utilisation d'autres éléments. La jonction de ces maillons se fait en les déplaçant latéralement l'un par rapport à l'autre d'un angle de 60° environ. Les chaînes *tubulaires à fuseau* (fig. 19.5, *b*) sont assemblées avec des maillons fixés par des fuseaux (axes) en acier maintenus en plage par des goupilles fendues. Les maillons sont en fonte malléable, les fuseaux se font en acier. Ces chaînes sont très usitées en mécanique agricole.

Les *courroies dentées* se font en caoutchouc ou en matières plastiques renforcés par des fils métalliques (fig. 19.6). Les dimensions principales d'une courroie sont déterminées suivant le module ($m = 2; 3; 4; 5; 7$ mm).

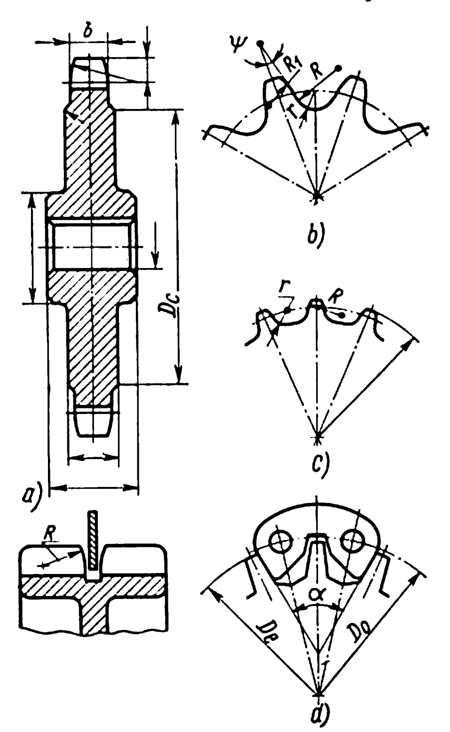


Fig. 19.7

Roues. L'aptitude au fonctionnement d'une transmission par chaîne est déterminée pour beaucoup par la qualité des roues. La précision de fabrication des éléments des roues, l'état de surface des dents, le matériau et le traitement thermique ont une importance particulière. Les roues (fig. 19.7, *a*) sont exécutées en fonte d'une nuance pas inférieure à СЧ18-36 et en aciers soumis à la cémentation suivie de trempe (15, 15X) ou trempés (40, 40X, etc).

Les profils des dents sont établis en fonction du type de la chaîne, de façon qu'en service les dents désengrènent avec la chaîne sans aucun incident. Le profil de la denture prévue pour recevoir les chaî-

nes silencieuses a un tracé constitué de lignes droites (fig. 19.7,*d*), l'angle formé par l'entredent de la roue est constant ($\alpha = 60°$).

Les chaînes à maillons de forme et tubulaires fonctionnent avec les roues à dents venues de fonderie (19.7,*c*) en fonte grise trempée à la dureté HB 280 à 420 (fig. 19.7,*c*).

Les prescriptions concernant les dimensions des éléments des dents, nécessaires pour le tracé de leur profil, sont données par les normes nationales correspondantes.

Les poulies des transmissions par courroie dentée se font en acier, fonte, matières plastiques. Pour parer au glissement de la courroie, les poulies se font avec rebord (cf. fig. 19.1,*c*).

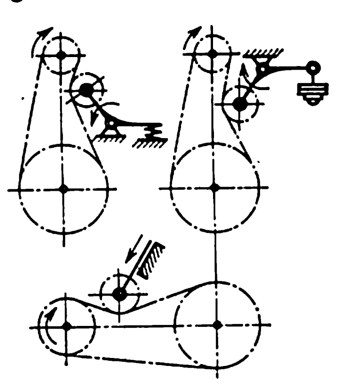


Fig. 19.8

Carter et pignon tendeur. Le carter est prévu pour protéger la transmission contre la poussière et conserver le graissage. On lui confère les dimensions minimales, de manière qu'entre les parois intérieures de la boîte et la chaîne il reste un jeu d'au moins $p + 30$ mm dans le plan des roues, et au moins 30 mm le long des axes des arbres.

Le *carter* comporte un corps et un couvercle moulés ou soudés en tôles d'acier. Des trous à obturateurs doivent être prévus pour permettre la révision de la transmission. Le carter ne doit pas gêner le réglage de l'entraxe nécessité par l'allongement de la chaîne.

Le *réglage* du mou de la chaîne pour obtenir la tension nécessaire se fait par déplacement des supports sur les glissières ou par action sur le pignon tendeur. Dans les cas courants, à l'aide de dispositifs de réglage on peut compenser l'allongement de la chaîne à la valeur *a* (longueur de deux mallons), après quoi deux maillons sont enlevés et le dispositif de réglage est remis dans sa position initiale.

Les supports ont la forme des glissières et portent les roulements de l'arbre de la roue. Si la transmission est actionnée par un moteur électrique, ce dernier est placé sur une plaque oscillante ou sur un chariot. Lorsqu'il est impossible de faire varier l'entraxe, on utilise des pignons tendeurs (fig. 19.8).

L'action d'un *pignon tendeur* peut être permanente, son serrage à la chaîne étant assuré par l'effort élastique d'un ressort ou par l'effet de la pesanteur, ou périodique, lorsque la position du pignon est modifiée au besoin par déplacement approprié de son axe. Les pignons tendeurs sont placés sur le brin menant aux endroits où le mou est maximal par rapport à la roue motrice ; leur diamètre doit être plus grand que celui du pignon et ils doivent engrener simultanément au moins avec trois maillons de la chaîne.

PRINCIPES THÉORIQUES ET FONCTIONNEMENT D'UNE TRANSMISSION

Transmission de la charge. Dans une transmission par chaîne l'effort périphérique est transmis par la pression des dents de la roue menante appliquée aux maillons de la chaîne et la pression des maillons du brin menant appliquée aux dents de la roue menée. Dans les limites de l'angle d'embrassement de la roue par la chaîne, l'effort dans le brin menant change du fait qu'il est transmis aux dents de la roue en prise avec la chaîne.

En marche à vide, la *tension* des brins de la chaîne est définie par la flèche due à son propre poids (fig. 19.9). La tension T_2 pour le poids q de 1 m de la chaîne et la flèche f peut être déterminée approximativement à partir de la condition d'équilibre suivant la formule

$$T_2 f = q\frac{A}{2}\cdot\frac{A}{4},$$

d'où

$$T_2 = \frac{qA^2}{8f}. \qquad (19.1)$$

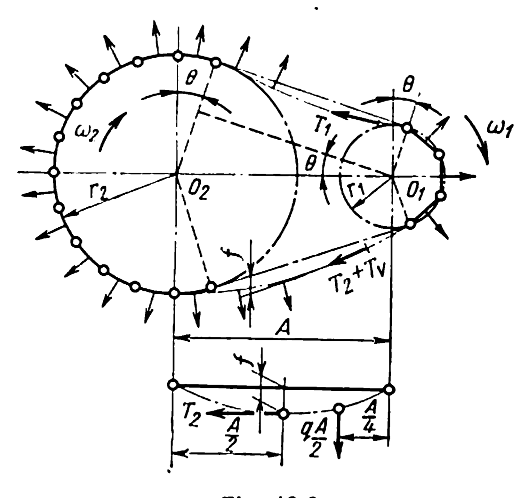


Fig. 19.9

Dans les cas courants la tension du brin mou, égale à celle produite par la flèche T_2, constitue moins de 10 % de l'effort périphérique F.

Les maillons de la chaîne embrassant la roue suivant les côtés d'un polygone, la vitesse réelle de la chaîne n'est pas uniforme; elle varie au moment où le maillon entre en prise. Lorsque la roue, entraînée avec une vitesse angulaire uniforme ω_1, tourne d'un angle $0{,}5\,\varphi_1 - \beta$ (fig. 19.10), le maillon qui au moment initial de l'engrènement occupait la position *1*, occupe la position *2*. On peut considérer pratiquement que le maillon effectue un mouvement de translation à une vitesse égale à la vitesse périphérique v de la roue. En décomposant la vitesse v suivant les deux directions réciproquement perpendiculaires, nous obtenons la vitesse d'avance de la chaîne sur la roue:

$$v_{ch} = v\cos\beta = \omega_1 r_1 \cos\beta.$$

La vitesse angulaire de la roue menée:

$$\omega_2 = \frac{v_{ch}}{r_2\cos\gamma} = \frac{\omega_1 r_1\cos\beta}{r_2\cos\gamma}.$$

D'où le rapport instantané :

$$i=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{r_2\cos\gamma}{r_1\cos\beta}.$$

Les variations de vitesse de la roue menée sont d'autant plus faibles que le nombre de dents du pignon est plus grand. La rotation inégale de la roue menée influe négativement sur l'aptitude au fonctionnement de la transmission, en provoquant dans la chaîne des efforts résultant des accélérations, qui engendrent des contraintes supplémentaires dans ses éléments.

Lors de l'entrée de l'articulation successive dans l'entredent du pignon il se produit un *choc* ; la force de ce choc est définie par la vitesse avec laquelle il est porté. Pour les chaînes à rouleaux, cette

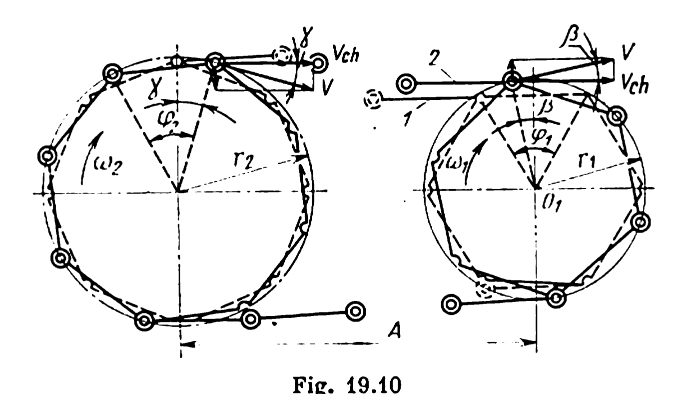


Fig. 19.10

vitesse est d'autant plus faible que le pas de la chaîne p est plus petit et que le nombre de dents z du pignon est plus grand. La vitesse du choc d'une chaîne silencieuse contre les dents du pignon ne dépend pas du nombre de dents ; par rapport à celle du choc d'une chaîne à rouleaux elle est à peu près deux fois inférieure. C'est ce qui explique le faible bruit que font de telles chaînes comparées aux chaînes à rouleaux.

Graissage, pertes, rendement. Les pertes de puissance dans une transmission par chaîne se composent de celles nécessaires pour vaincre la *rigidité* de la chaîne (frottement dans les articulations et entre les plaques des maillons connexes), le *frottement* entre la chaîne et les dents des roues ainsi que dans les paliers des arbres et la *résistance* de l'huile au déplacement de la chaîne.

Les pertes les plus importantes sont dues à la rigidité de la chaîne (à la résistance des maillons au pivotement relatif) ; elles ne font pas que déterminer la valeur du rendement total mais encore elles limitent la capacité de charge de la transmission. L'enroulement de la chaîne sur la roue produit un pivotement relatif des maillons,

générateur de frottement. Le travail de frottement A_x dans l'articulation de chaîne lors de sa montée sur la roue (ou lors de sa descente) est proportionnel à l'effort appliqué à la chaîne, au coefficient de frottement dans l'articulation, au diamètre du rouleau et à l'angle de pivotement relatif des maillons de la chaîne.

L'effort s'exerçant dans l'articulation est fonction de la charge utile, de la tension du brin mou, de la vitesse et varie suivant que les pertes par frottement sont considérées quand la chaîne monte sur la roue ou en descend.

Les pertes de puissance par frottement dans les articulations

$$P_{p.a.} = \frac{\sum A_x}{102T}, \qquad (19.2)$$

la durée de la course de la chaîne étant

$$T = \frac{yp}{100v} \text{ s},$$

où p est le pas en cm ; v, la vitesse en m/s ; y, le nombre de maillons de la chaîne.

Le rendement d'une transmission par chaîne vaut approximativement (la puissance transmise étant P kW)

$$\eta = \frac{P}{P+P_{p.a.}} \left(\frac{P}{P+P_{p.b.}}\right) \left(\frac{P}{P+P_{p.r.}}\right). \qquad (19.3)$$

Les pertes par barbotage de l'huile $P_{p.b.}$ constituent 4 à 5 % des pertes dans les articulations. Pour les pertes dans les roulements $P_{p.r.}$ voir p. 521.

Les valeurs moyennes du rendement des transmissions bien exécutées sont comprises entre 0,96 et 0,98.

Le fonctionnement normal d'une transmission aux valeurs de rendement indiquées n'est possible qu'avec un graissage convenable des articulations de la chaîne et des dents de la roue. Le graissage de la chaîne peut être *périodique* ou *continu*. Le graissage périodique par burette ou à la brosse ne produit pas l'effet nécessaire et n'est admissible que pour les vitesses $v < 4$ m/s. Pour les vitesses $v = 4$ à 6 m/s il est recommandé de plonger à intervalles déterminés toute la chaîne dans un bain d'huile légèrement réchauffé.

Les meilleures conditions sont celles d'un graissage continu avec l'amenée d'huile sur le brin descendant dans les jeux entre les lames d'une chaîne à rouleaux ou sur toute la largeur d'une chaîne silencieuse. Pour une vitesse $v = 6$ à 8 m/s, la transmission doit être munie d'un carter rempli d'huile. Le brin inférieur de la chaîne doit être plongé dans l'huile à la hauteur d'une lame. Lorsque $v > 8$ m/s, l'huile est amenée en continu par une pompe ou par bagues de barbotage spéciaux et des rejets d'huile qui canalisent le lubrifiant vers le point d'attaque.

La nuance de l'huile est choisie en fonction de la valeur de la pression unitaire sollicitée par l'articulation, de la vitesse de la chaîne et du mode de graissage (tableau 19.1).

Tableau 19.1

Valeurs de viscosité cinématique de l'huile indiquées pour les transmissions par chaîne, en cSt, à 50 °C

Pression unitaire sur l'articulation de la chaîne, kgf/mm²	Mode de graissage				
	Manuel et à compte-gouttes			Par immersion	
	Vitesse de la chaîne v, m/s				
	< 1	1 à 5	> 5	< 5	⩾ 5
1	20	32	45	20	32
1 à 2	32	45	60	32	45
2 à 3	45	60	80	45	60

Modes de détériorations des transmissions par chaîne. Parmi les causes principales de la mise hors service des transmissions figurent l'*usure* et la *rupture* des articulations et des plaques et l'usure des dents des roues.

L'allongement de la chaîne est dû à l'augmentation du pas par suite de l'*usure des articulations* qui subissent en service des efforts de traction et des chocs. Avec le temps, le pas de la chaîne devient si grand qu'elle ne peut plus engrener correctement avec les roues, ce qui peut la faire monter complètement au sommet des dents et leur échapper. L'expérience a démontré que l'allongement de la chaîne ne doit pas dépasser 3 % ; lorsque $v > 6$ m/s, il doit être encore plus petit.

Sous l'effet des chocs répétés lors de l'engrènement de la chaîne avec les dents de la roue la surface des rouleaux et des tubes se couvre de *piqûres*; les chocs intenses sont susceptibles d'amener avec le temps la rupture des rouleaux et des tubes.

L'*usure des dents* des roues se produit par suite du mouvement relatif des rouleaux ou des tubes le long des dents sous l'action de choc de la charge. L'usure des dents de la roue menante est plus importante par suite des chocs plus forts qu'elle subit à l'attaque par des articulations du brin menant.

Calcul de la transmission

Critères de calcul. Le critère principal de l'aptitude à la fonction d'une transmission par chaîne est la *tenue à l'usure des articulations* et la *résistance à la fatigue de la chaîne*.

On détermine par calcul les dimensions optimales de la chaîne et des roues susceptibles de fonctionner au régime imposé sans danger de détériorations de leurs éléments.

Les recommandations pour le calcul et les formules pratiques reposent sur l'analyse de l'influence des différents facteurs sur l'aptitude à la fonction de la transmission et sur les données expérimentales caractérisant l'effet quantitatif de cette influence dont l'ensemble assure une tenue à l'usure suffisante de la chaîne.

Le calcul est basé sur l'établissement des *contraintes de contact c* dans les articulations dont la valeur doit être inférieure aux valeurs admissibles:

$$c = \frac{Fk_s}{S} \leqslant [c]_0, \qquad (19.4)$$

où F est l'effort utile transmis par la chaîne;

S, la projection de la surface d'appui d'une articulation;

k_s, le coefficient qui tient compte des conditions de service de la transmission.

Efforts supportés par la chaîne. Dans une transmission en service le brin menant subit une tension résultant de la somme *de la charge utile* F, *de la tension du brin mou* T_2, *de la tension due aux forces centrifuges* S_v et *de la tension produite par la charge dynamique par suite du déplacement irrégulier de la chaîne* T_d:

$$T_1 = F + T_2 + T_v + T_d. \qquad (19.5)$$

L'effort périphérique pour une puissance P en kW et la vitesse périphérique v en m/s

$$F = \frac{102P}{v}. \qquad (19.6)$$

La valeur de la tension T_v produite par les forces centrifuges peut être déterminée d'après la formule (14.8) établie pour les transmissions par courroie, car le pas p étant petit par rapport au diamètre du pignon, la chaîne peut être assimilée à un lien flexible.

La charge dynamique dépend de la vitesse des roues dentées, des masses en rotation, de la masse de la chaîne et d'autres facteurs. Le calcul approché de cette force peut se faire comme celui d'une partie de l'effort périphérique $T_d = \psi F$. Les valeurs du coefficient ψ varient dans de larges limites de 0,3 à 1,5.

La pression exercée sur les paliers des arbres d'une transmission se détermine d'après la formule

$$Q \approx F\,(1,2 + \psi). \qquad (19.7)$$

Dimensions des roues. Le nombre trop petit de dents d'une roue a un effet nuisible sur la durée de service d'une chaîne et contribue à accroître le bruit de la transmission.

Le nombre optimum de dents du pignon est choisi en fonction du rapport de transmission suivant les données consignées sur le tableau 19.2.

Tableau 19.2

Nombre de dents du pignon

Type de chaîne	Nombre de dents du pignon suivant le rapport de transmission i					
	1	2	3	4	5	6
A rouleaux	31	27	25	23	21	17
Silencieuse	40	35	31	27	23	19

Lorsque la diminution du nombre de dents s'impose, il faut adopter pour une chaîne à rouleaux $z_{min} \geqslant 9$, pour une chaîne silencieuse $z_{min} \geqslant 13$. Le nombre de dents de la roue menée $z_2 = z_1 i$.

Le nombre maximal de dents est limité par la valeur de l'allongement admissible de la chaîne; si le pas de la chaîne augmente d'une valeur Δp, les maillons de la chaîne allongée se déplacent d'une distance

$$\Delta D = \frac{\Delta p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

du centre par rapport à la position de la chaîne nouvelle. Le déplacement excessif de la chaîne altère les conditions de service et peut perturber l'engrènement de la chaîne avec la roue.

Avec une norme relative de l'usure admissible égale à 1,25 % $\left(\frac{\Delta p}{p} = 0{,}0125\right)$, le nombre de dents maximal pour les chaînes silencieuses $z_{max} \leqslant 140$.

Dimensions de la chaîne. L'étude théorique et l'expérience de l'exploitation des transmissions par chaîne montrent que plus le pas de la chaîne est petit, plus les conditions de service de la transmission sont favorables, car toutes autres conditions étant égales, l'énergie des chocs, la force centrifuge et le travail de frottement deviennent plus faibles.

Les *vitesses maximales* (tr/mn) en fonction du type de la chaîne, du nombre de dents du pignon et du pas de la chaîne sont données dans le tableau 19.3.

Après avoir choisi la chaîne et le nombre de dents du pignon et connaissant la vitesse de rotation, on trouve dans le tableau 19.3 le pas de la chaîne; la vitesse périphérique moyenne du pignon ne doit pas dépasser pour les chaînes à rouleaux 12 m/s et pour les chaînes silencieuses, 16 m/s. Dans une transmission de bonne exécu-

Tableau 19.3

Vitesses maximales (tr/mn) des chaînes de différents types

Types de chaînes	Nombre de dents du pignon	Pas de la chaîne p, en mm				
		12	15	20	25	30
A rouleaux	15	2650	1900	1450	950	690
	25	2900	2070	1580	1030	750
	30	3000	2150	1650	1070	780
Silencieuses	17 à 35	3300	2650	2200	1650	1300

tion et d'entretien soigneux, avec un pas $p \leqslant 12{,}7$ mm et un nombre de dents du pignon $z_1 > 35$, la vitesse admissible de la chaîne peut aller jusqu'à 25 ou 30 m/s.

Déterminons d'après la formule (19.4) l'*effort utile admissible* F_u:

$$F_u = \frac{S\,[p]}{k_s} \geqslant F. \tag{19.8}$$

La *pression admissible* $[p]$ en kgf/mm² dans les conditions de service moyennes est consignée sur le tableau 19.4.

Tableau 19.4

Pression spécifique admissible $[p]$ pour $k_s = 1$

Pas de la chaîne en mm	$[p]$ en kgf/mm² pour n_1 en tr/mn											
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800	3200
	Pour chaînes à rouleaux avec $z_1 = 15$ à 30											
12,7 à 15,87	3,5	3,15	2,87	2,62	2,42	2,24	2,10	1,85	1,66	1,50	1,37	—
19,05 à 25,4	3,5	3,00	2,62	2,34	2,10	1,90	1,75	1,50	—	—	—	—
31,75 à 38,1	3,5	2,87	2,42	2,10	1,85	—	—	—	—	—	—	—
44,45 à 50,8	3,5	2,62	2,10	1,75	—	—	—	—	—	—	—	—
	Pour chaînes silencieuses avec $z_1 = 17$ à 35											
12,7 à 15,87	2	1,80	1,64	1,50	1,40	1,32	1,20	1,05	0,95	0,86	0,78	0,72
19,05 à 25,4	2	1,70	1,50	1,32	1,20	1,10	1,00	0,86	0,72	—	—	—
31,75	2	1,64	1,40	1,20	1,05	0,95	0,72	—	—	—	—	—

Le *coefficient caractéristique des conditions de service* de la transmission calculée

$$k_s = k_d k_A k_p k_r k_g k_{rég}, \tag{19.9}$$

où k_d tient compte de l'allure dynamique de la charge; pour une charge calme il est égal à 1, pour un travail avec chocs, il varie de 1,2 à 1,5;

k_A tient compte de la valeur de l'entraxe; pour $A = (30$ à $50)\ p$, $k_A = 1$, pour $A < 25\ p$, $k_A = 1{,}25$; pour $A > 50\ p$, $k_A = 0{,}8$;

k_p tient compte de la position de la transmission; lorsque la ligne des centres des roues fait avec l'horizontale un angle inférieur à 60°; $k_p = 1$, dans les autres cas $k_p = 1{,}25$;

k_r, le coefficient de réglage de l'entraxe; pour les transmissions réglables, $k_r = 1$; pour celles dont le réglage est impossible, $k_r = 1{,}25$;

k_g, le coefficient qui traduit les conditions de graissage: dans le cas continu, $k_g = 0{,}8$; par gouttes, $k_g = 1$; périodique, $k_g = 1{,}5$;

$k_{rég}$ caractérise le régime de travail d'une transmission; pour un fonctionnement de 8 h par jour, $k_{rég} = 1$; de 16 h, $k_{rég} = 1{,}25$ et de 24 h, $k_{rég} = 1{,}45$.

Pour une chaîne silencieuse on calcule la *charge utile* F_{10} pour une largeur de 10 mm, puis on détermine la largeur de la chaîne $B = \frac{F}{F_{10}}$.

L'*entraxe minimal* des roues est choisi en fonction du rapport de façon que l'arc embrassé sur le pignon ne soit pas inférieur à 120°. Pour $i < 4$, on peut prendre approximativement

$$A_{min} = 1{,}2\,\frac{D_{ex1} + D_{ex2}}{2} + (30 \text{ à } 50) \text{ mm}, \qquad (19.10)$$

où D_{ex1} et D_{ex2} sont les diamètres des cercles extérieurs des roues. Dans les cas courants on recommande $A < 80\ p$.

Après le choix préalable de l'entraxe, on précise la grandeur A. Le nombre de maillons de la chaîne peut s'obtenir à partir de la condition prévue pour les transmissions par courroie en divisant le deuxième membre de la formule par L (voir la première colonne du tableau 14.6) par le pas de la chaîne p:

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A}{p} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{p}{A}. \qquad (19.11)$$

Le nombre de maillons fourni par cette formule est arrondi jusqu'au nombre pair le plus proche. L'entraxe précisé des roues s'écrit

$$A = \frac{p}{4}\left[y - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(y - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\,\right]. \qquad (19.12)$$

La valeur de A obtenue est diminuée de 2 à 5 mm pour assurer le mou de la chaîne.

Les charges supportées par les paliers se calculent conformément à la disposition des roues et d'autres pièces sollicitées par les efforts s'exerçant sur les arbres.

Après le calcul des arbres et des paliers, il convient de passer à l'étude du carter de la transmission et du dispositif de contrainte.

CHAPITRE 20

Transmission par vis et écrou

Une *transmission par vis et écrou* transforme le mouvement rotatif en mouvement rectiligne. Elle présente les avantages d'une construction simple, d'un rapport important, d'un autoblocage et de la possibilité de réaliser un pas très précis; ses inconvénients sont un frottement important sur les filets, d'où leur usure marquée, et

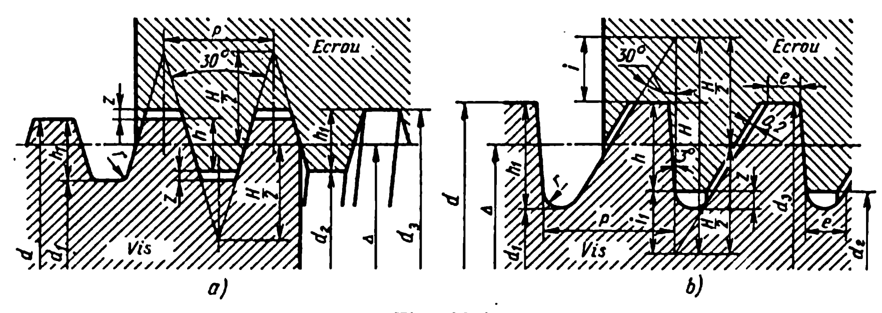


Fig. 20.1

un rendement faible. Ces facteurs déterminent son domaine d'application. On l'utilise dans les crics, les presses à vis, les dispositifs de serrage des laminoirs comme transmission de manutention; il est fréquent qu'elle transmet des efforts considérables à des vitesses de mouvement relativement faibles. Dans les machines-outils, appareils de mesure et autres machines, les transmissions par vis et écrou réalisent couramment les déplacements de mise en place, les courses de travail et les courses à vide, et ceci avec une très grande précision. Dans ces conditions, les transmissions considérées doivent satisfaire aux impératifs d'une tenue à l'usure et d'une stabilité de précision de longue durée.

Les transmissions par vis et écrou usuelles ont un filet trapézoïdal normalisé; lorsque les efforts sont très grands et de plus, de sens unique, elles ont un filet d'appui normalisé. Les profils de ces filets sont représentés sur la figure 20.1, *a* et *b*.

Bien que le frottement produit par le filet carré soit plus faible que celui produit par le filet trapézoïdal, le filet carré n'est pas normalisé et ne s'emploie presque pas. Il en est ainsi parce que: a) le filet trapézoïdal peut être facilement réalisé par tous les modes d'usinage connus, alors que le filet carré est plus compliqué dans la fabrication et de plus il ne peut pas être exécuté par fraisage; b) le filet trapézoïdal est plus résistant du fait que, pour le même pas, l'épaisseur de la racine du filet trapézoïdal est plus grande que celle du filet carré; c) les jeux axiaux du filet trapézoïdal peuvent être rattrapés par serrage d'un écrou fendu, ce qui n'est pas le cas du filet carré.

Le filet d'appui (fig. 20.1, *b*) a un profil trapézoïdal asymétrique avec un angle au sommet de 3°; son congé de raccordement à fond de filet contribue à élever la résistance sous charge dynamique.

MATÉRIAUX ET CONCEPTION DES VIS ET DES ÉCROUS

Le *matériau des vis*, à côté d'une résistance suffisante, doit présenter une tenue à l'usure élevée et une bonne usinabilité. Les vis ne devant pas subir le traitement thermique sont exécutées en acier 45 ou 50. Les vis soumises à un traitement thermique définitif pour leur conférer une dureté élevée sont en aciers У10, ХГ, ХВГ, 65Г ou 40Х.

Les écrous se font en bronze à l'étain ОФ10-0,5 et ОЦС6-6-3, ainsi qu'en fonte antifriction. Pour réduire la consommation du bronze, les écrous se font bimétalliques à corps en fonte ou en acier sur lequel on rapporte une couche de bronze (par centrifugation).

Les écrous prévus pour les déplacements rapides sont parfois régulés de babbit.

La *construction des vis* est caractérisée par sa simplicité. Pour les vis, comme d'ailleurs pour tous les arbres, on s'efforce d'éliminer les liteaux annulaires de grands diamètres qui augmentent la quantité de travail nécessaire pour l'usinage et le volume de métal perdu sous forme de copeaux. Pour rendre l'usinage plus aisé, les vis longues se font en deux ou plusieurs parties.

Construction des écrous. Dans le plus simple des cas, un écrou est constitué d'une bague ou d'un corps taraudés comportant à l'extérieur des surfaces de support qui le préservent du déplacement et du pivotement dans la pièce à laquelle il est rendu solidaire. Les transmissions par vis et écrou des machines-outils nécessitent généralement un rattrapage périodique ou continu du jeu axial et du jeu résultant de l'usure de filet. Les variantes multiples de la solution de ce problème se réduisent essentiellement au remplacement d'un écrou monobloc par deux écrous dont l'écartement s'obtient par l'action d'une clavette transversale, d'un ressort ou par quelque autre procédé.

Les écrous des vis des tours à fileter se font démontables pour rendre possible le désengrènement de l'écrou et de la vis-mère lors du chariotage et de l'alésage des pièces non filetées.

Couples vis et écrou à billes. Tout ce qui vient d'être dit se rapporte à des couples à frottement de glissement. Ces derniers temps les couples vis et écrou à billes trouvent une application de plus en plus large (fig. 20.2). Ils sont constitués d'une vis, d'un écrou et d'un jeu de billes qui remplissent l'espace formé par les creux du filet. Les billes circulent dans une canalisation (tube, rainure,

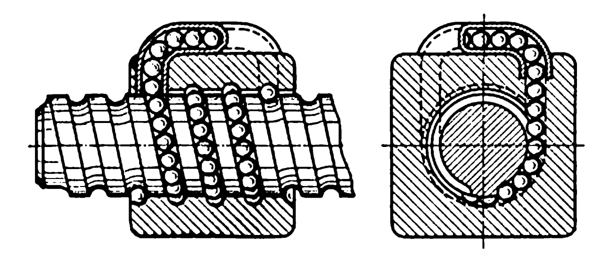


Fig. 20.2

etc.) qui relie le premier filet de l'écrou au dernier. Les différentes conceptions de ces transmissions se distinguent par le profil du filet, le mode de retour des billes et d'autres éléments.

Les couples vis et écrou à billes ont pour avantages principaux les faibles pertes par frottement, qui pratiquement ne dépendent pas de la vitesse du déplacement, la possibilité d'éliminer complètement les jeux axial et radial dans l'assemblage; ces avantages déterminent le domaine de leur application: commandes à programme des avances des machines-outils; direction des automobiles; relevage et sortie des trains d'atterrissage, des avions; commande à distance dans la technique atomique, etc.

Pour le choix des dimensions des billes et des rainures, ainsi que des matériaux de la vis et de l'écrou, on peut se guider par des données relatives aux roulements.

CALCUL DE LA TRANSMISSION

L'expérience de l'exploitation montre que le plus souvent le fonctionnement incorrect d'une transmission par vis et écrou est dû à une usure excessive du filet. La diminution de l'usure s'obtient par le choix convenable des matériaux de la vis et de l'écrou, un graissage assez abondant, une pression unitaire réduite. Le calcul de la résistance à l'usure s'impose pour toutes les transmissions de ce type. Les transmissions des appareils de levage, ainsi que les vis-mères et les écrous des machines-outils sont calculés également

à la résistance; lorsque la vis est relativement longue, on effectue le calcul de stabilité. Dans des cas particuliers (transmissions réalisant des avances très précises des machines-outils, déplacements des éléments de lecture) le calcul de la rigidité et de la précision s'impose. Les méthodes de ces calculs ne font pas l'objet de notre ouvrage.

Pour la plupart des transmissions par vis et écrou le *calcul de la résistance à l'usure* est essentiel; il permet de déterminer le diamètre de la vis et la hauteur de l'écrou. Il s'effectue par la vérification de la pression unitaire moyenne P sur le filet d'après la formule:

$$P = \frac{F}{\pi \Delta h \frac{Hz}{p}} \leqslant [P], \tag{20.1}$$

où F est l'effort agissant le long de la vis;
Δ, le diamètre à flanc de filet;
p, le pas du filet;
h, la hauteur du filet;
H, la hauteur de l'écrou;
z, le nombre de filets.

En désignant $\psi = \frac{H}{\Delta}$, on obtient:

$$P = \frac{Fp}{\pi\psi\Delta^2 hz} \leqslant [P], \tag{20.2}$$

d'où

$$\Delta \geqslant \sqrt{\frac{Fp}{\pi\psi hz [P]}}. \tag{20.3}$$

Pour un filet trapézoïdal normalisé le plus usité dans les transmissions par vis et écrou, $h = 0{,}5 \frac{p}{z}$. En remplaçant h par cette valeur dans la formule (20.3), il vient:

$$\Delta = \sqrt{\frac{2F}{\pi\psi [P]}}. \tag{20.4}$$

Dans les cas courants, les valeurs de p et z sont obtenues par calcul cinématique; le choix du quotient $\psi = H : \Delta$ s'établit suivant la construction de 1,2 à 2,5 pour les écrous monoblocs permanents, et de 2,5 à 3,5 pour les écrous débrayables et démontables. La valeur moyenne de la pression unitaire $[P]$, établie sur la base de l'utilisation pratique des transmissions, est pour une vis en acier, un écrou en bronze: $[P] = 120$ kgf/cm² (vis de serrage des laminoirs: $[P] = 150$ à 200 kgf/cm²); une vis en acier, un écrou en fonte: $[P] = 80$ kgf/cm².

Après le calcul de Δ, on choisit le diamètre normalisé le plus proche de la vis.

Le *calcul de la résistance* ne s'effectue que pour des vis très chargées. La vis travaillant simultanément à la compression (ou traction) et à la torsion, la contrainte réduite du matériau de la vis est:

$$\sigma_{réd} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \qquad (20.5)$$

où $\sigma = \frac{F}{S_1} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \approx \frac{F}{0{,}8d_1^2}$ est la contrainte de traction (ou de compression) provoquée par l'effort axial F, et $\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{0{,}2d_1^3}$, la contrainte de cisaillement provoquée par le moment de torsion M'_t.

Le moment de torsion transmis par la vis *:

$$M_t = F\frac{\Delta}{2}\,\mathrm{tg}\,(\beta + \rho') + M_f, \qquad (20.6)$$

où $\beta = \mathrm{arctg}\,\frac{pz}{\pi\Delta}$ est l'angle d'hélice du filet;

ρ', l'angle de frottement réduit du filet;

M_f, le moment des forces de frottement sur une crapaudine ou autre butée qui subit la réaction de la force F. Pour les filets trapézoïdaux $\rho' = \rho = \mathrm{arctg}\, f = 6$ à $8°$, où f est le coefficient de frottement.

Le moment de frottement sur la crapaudine peut être exprimé par la force F : $M_f = F\frac{d_{réd}}{2}$, où $d_{réd}$ est le diamètre réduit des forces de frottement sur la butée. Alors

$$M_t = F\left[\frac{\Delta}{2}\,\mathrm{tg}\,(\beta + \rho') + \frac{d_{réd}}{2} f\right]. \qquad (20.7)$$

On a pour condition de la résistance de la vis:

$$\sigma_{réd} \leqslant \frac{\sigma_T}{5 \text{ à } 3}, \qquad (20.8)$$

où σ_T est la limite d'élasticité du matériau de la vis.

Les écrous en bronze et en fonte donnent lieu parfois au cisaillement des filets. Le calcul de la résistance d'une transmission doit donc prévoir une vérification de la hauteur de l'écrou en tenant compte du cisaillement des filets. La formule de la résistance s'écrit

---

* La formule (20.6) convient lorsque l'écrou et l'appui se trouvent du même côté du point d'application du moment de torsion. Si l'écrou et l'appui se trouvent de part et d'autre du point d'application du moment de torsion, la section pratique ne supporte qu'une partie du moment M_t. Dans ces conditions, on ne retient dans la formule (20.6) que celui des moments qui est le plus grand, soit le moment de frottement sur le filet donné par l'expression $F\frac{\Delta}{2}$ tg $(\beta + \rho')$, soit M_f.

pour ce cas :

$$\tau = \frac{F}{\pi d_2 \frac{Hz}{p} h} \leqslant [\tau]_{cis}, \qquad (20.9)$$

où, en plus des notations définies précédemment, d_2 est le diamètre de perçage de l'écrou ; h, la hauteur du filet. Pour les écrous en bronze phosphoreux on admet $|\tau|_{cis} = 250$ à 350 kgf/cm².

Lorsque la longueur de la vis est de beaucoup supérieure à son diamètre [$\nu l \geqslant (7{,}5$ à $10)\ d_1$, où νl est la longueur réduite de la vis (voir ci-dessous) et d_1, le diamètre du noyau], la *détermination de la stabilité* au flambage s'impose. Vu la difficulté d'appréciation exacte de la nature de la fixation de la vis sur les appuis, on se borne au calcul de la stabilité de la vis en la considérant comme une tige supportant seulement la compression par une force axiale F. La valeur critique de la force (F_e) s'exprime alors par la formule connue du cours de la « Résistance des matériaux » :

$$F_e = \frac{\pi^2 E I_{min}}{(\nu l)^2}, \qquad (20.10)$$

où E est le module d'élasticité longitudinale ;

I_{min}, le moment d'inertie minimal de la section droite de la vis ;

νl, la longueur réduite de la vis ;

l'indice e (charge d'Euler) indique que la charge critique correspond à la sollicitation statique de la tige.

La longueur réduite est obtenue en multipliant la longueur l comprise entre les appuis de la vis (un des appuis peut être l'écrou) par le coefficient de longueur ν. La valeur de ce coefficient est fonction du mode de liaison des extrémités de la tige, ainsi que de l'allure de la distribution des forces intérieures le long de la vis. Les appuis des vis avec $l_{app} : d_{app} \approx 1{,}5$ à 2 correspondent aux appuis « articulés » ; pour ces derniers $\nu = 1$. Pour les vis horizontales, il faut tenir compte de la flèche produite par leur propre poids. Lorsque $\nu = 1$, la valeur approchée de cet effet est donnée par la formule :

$$F_e = \frac{\pi^2 E I_{min}}{l^2} - 0{,}5ql,$$

où q est l'intensité de la charge appliquée à la vis sous l'action de son propre poids. Pour la marge de stabilité $n_{st} = \frac{F_e}{F}$ on adopte les valeurs n_{st} de 2,5 à 4.

Dans les calculs précédents de résistance et de stabilité la vis était assimilée à une tige de diamètre d_1 égal au diamètre du noyau du filet. Or, en présence du filet la vis est quelque peu plus résistante et plus rigide qu'une tige lisse de diamètre d_1. D'après les études expérimentales, cette augmentation n'est en général pas importante

et ne dépend essentiellement que du rapport entre le diamètre nominal du filet (d) et le diamètre du noyau (d_1). Pour un filet trapézoïdal normalisé à angle au sommet $\alpha = 30°$:

$$I_v = I_1 \left(0{,}40 + 0{,}60 \frac{d}{d_1}\right),$$

où I_v est le moment d'inertie de la vis;

I_1, le moment d'inertie de l'arbre de diamètre d_1.

Dans les calculs usuels on ne tient pas compte de cette correction.

CHAPITRE 21

Réducteurs et variateurs

TYPES PRINCIPAUX

Généralités. Les transmissions examinées dans ce qui précède s'emploient souvent comme groupes autonomes. Dans ce cas la transmission est placée dans un carter rigide, pourvu de paliers pour les arbres, et étanche à la poussière et à l'huile. Si une transmission assure un rapport constant et sert pour réduire la vitesse de l'arbre mené, on lui donne le nom de *réducteur*, si la vitesse de l'arbre mené peut varier en service, on l'appelle *variateur*.

Dans les réducteurs on fait surtout appel aux transmissions par engrènement (engrenages, couples roue-vis, transmissions par chaîne). Suivant le schéma et le type de la transmission on distingue les réducteurs cylindriques, coniques, planétaires, à vis sans fin et combinés. D'après le type de la transmission les variateurs peuvent être à friction, à courroie, à chaîne, etc.

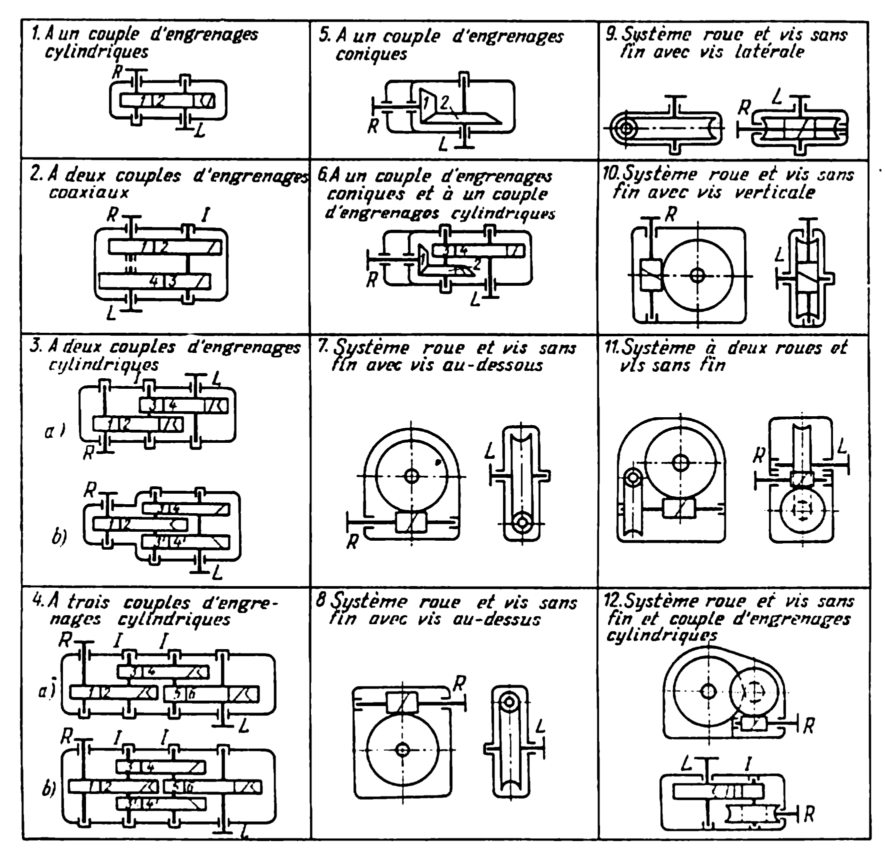
Les schémas des réducteurs les plus usités à engrenages et à couple roue-vis sans fin sont donnés dans le tableau 21.1 (les lettres R, L, I désignent respectivement les arbres à vitesse rapide, lente et intermédiaire). Sur le tableau 21.2 on a consigné les schémas de certains variateurs parmi les plus employés, ainsi que les commandes combinant les réducteurs et les variateurs.

Caractéristique comparative des réducteurs. Les paramètres principaux des réducteurs à engrenages cylindriques sont normalisés. La norme établit plusieurs entraxes pour les réducteurs à un, deux et trois étages, donne les coefficients de largeur des engrenages et les rapports.

Le réducteur le plus simple à un couple de roues cylindriques (schéma 1, tableau 21.1) assure la sécurité de fonctionnement et s'emploie pour une large gamme de puissances mais pour de petits rapports ($i \leqslant 8$ à 10).

Les réducteurs coaxiaux (schéma *2*) sont commodes lorsqu'il faut aligner les arbres des mécanismes associés. Ce type des réducteurs a l'inconvénient de présenter un encombrement axial accru

Tableau 21.1



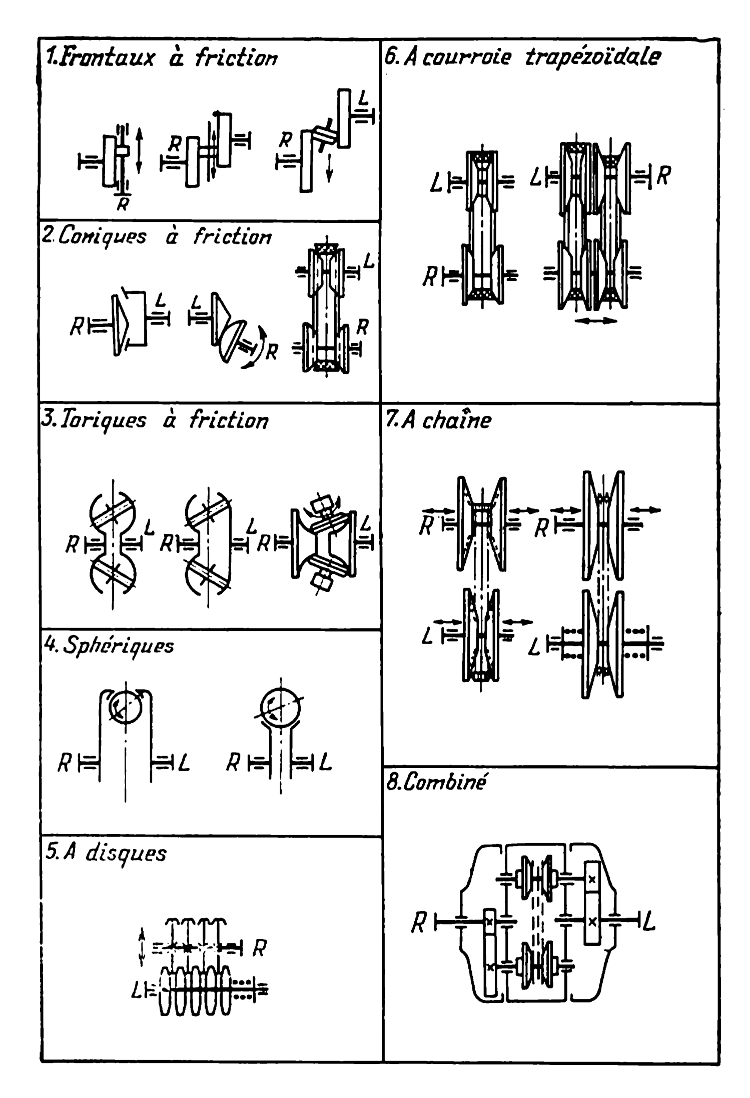
et des gauchissements importants des roues sur l'arbre intermédiaire.

Pour $i = 10$ à 60 on fait appel aux réducteurs 3,*a* et 4,*a* (tableau 21.1). L'inconvénient de ces réducteurs est la disposition asymétrique des roues par rapport aux paliers. Il en résulte sous charge le gauchissement des roues qui provoque une surcharge s'exerçant sur les sommets des dents en prise. Dans les réducteurs à « dédoublement de puissance » (schéma 3,*b* et 4,*b* du tableau 21.1), ces défauts sont atténués, puisque les roues du couple rapide, montées sur les arbres de diamètre plus petit, sont placées au milieu de la travée et ne gauchissent pas lors du fléchissement des arbres.

23—01250

La transmission de la rotation entre les arbres concourants se fait par des réducteurs à engrenages *coniques* (schéma 5) ou par des

Tableau 21.2



réducteurs à engrenages *coniques et cylindriques* (schéma 6 du tableau 21.1). L'exécution précise des roues coniques de grandes dimensions étant difficile, on les emploie en tant que le premier étage dans les réducteurs à plusieurs étages.

Le plus souvent on utilise les réducteurs à vis sans fin à simple train avec disposition variée des arbres: *inférieure*, *supérieure* et *latérale* (schémas 7, 8, 9, 10); les réducteurs à deux couples sont plus rares (schéma 11, tableau 21.1). On emploie également des réducteurs à roue et vis sans fin et couple d'engrenages cylindriques (schéma 12, tableau 21.1).

Les réducteurs planétaires se distinguent par leur faible encombrement pour des rapports de transmission importants; dans de nombreux cas ils remplacent avantageusement les réducteurs à engrenages et à vis sans fin courants. Les réducteurs planétaires peuvent être constitués de roues cylindriques ou coniques. Ils permettent de réduire de deux ou trois fois le poids par rapport aux réducteurs à engrenages courants de mêmes puissances et rapports de

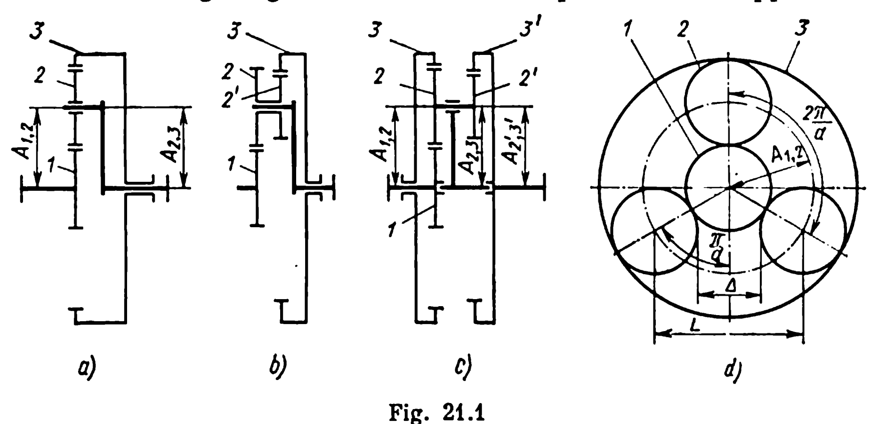


Fig. 21.1

transmission. On y parvient en faisant appel à un engrenage intérieur, en distribuant la charge entre plusieurs satellites, en utilisant des matériaux de haute qualité (qui conviennent mieux pour les roues de faibles diamètres), en rendant plus faible l'effet de déformation des pièces sur la distribution de la charge suivant la largeur des roues, car on parvient souvent à équilibrer les efforts de flexion qui s'exercent sur les arbres, alors que la largeur des roues peut être plus petite que dans les réducteurs courants.

Les réducteurs planétaires trouvent un large emploi dans les avions, les hélicoptères, les treuils, les machines de transport et de guerre.

Les engrenages planétaires les plus usuels des réducteurs sont schématisés sur la figure 21.1.

Les plus simples sont les réducteurs planétaires exécutés d'après le schéma *a* de la figure 21.1. Leur rapport de transmission maximal $i = 8$. Grâce à leur rendement élevé ($\eta = 0{,}99$ à $0{,}97$) ces réduc-

teurs sont utilisés dans les commandes de nombreuses machines et appareils de transport et de manutention.

Les réducteurs exécutés d'après le schéma *b* de la figure 21.1 permettent de réaliser des rapports de transmission importants (jusqu'à $i = 15$) pour les mêmes valeurs de rendement que le réducteur représenté sur la figure 21.1,*a*. Dans le plan diamétral, l'encombrement de ces deux types de réducteurs est très différent pour les mêmes rapports de transmission; ainsi, pour $i = 8$ et la même puissance, le réducteur de la figure 21.1,*a* est 1,5 fois plus grand que celui de la figure 21.1,*b*.

Les roues de ces réducteurs peuvent avoir une denture droite ou hélicoïdale. Les puissances qu'ils sont susceptibles de transmettre atteignent 1000 kW.

Les réducteurs exécutés d'après le schéma *c* de la figure 21.1 permettent de réaliser des rapports de transmission importants, mais l'augmentation de ces derniers entraîne une baisse nette du rendement. L'utilisation de ces réducteurs est avantageuse surtout lorsque les rapports de transmission varient de 20 à 100 et que la puissance transmise ne dépasse pas 100 kW.

Lors du choix d'un réducteur il est nécessaire de prendre en considération de nombreuses caractéristiques: rendement, encombrement, poids, prix de fabrication et d'entretien, etc.

Comme il a été déjà dit, le rendement d'un engrenage ordinaire est beaucoup plus élevé que celui d'un engrenage à vis sans fin cylindrique ou à vis globique (les pertes dans ces derniers sont presque cinq fois supérieures à celles d'un réducteur à deux couples d'engrenages). Lors du fonctionnement continu et de longue durée, le coût de l'énergie électrique dépensée pour compenser les pertes dans un réducteur à vis sans fin peut être considérablement plus important que celui de fabrication d'un réducteur à engrenages susceptible de remplacer le réducteur à vis sans fin. C'est pourquoi il est préférable de n'utiliser les réducteurs à vis sans fin et à vis globique que lorsqu'il est nécessaire d'assurer une marche silencieuse, une composition appropriée de la machine ou un fonctionnement intermittent de celle-ci. Lors du choix d'un réducteur planétaire, le rendement doit faire l'objet d'un souci particulier.

La comparaison de l'encombrement de divers types de réducteurs montre que pour de faibles rapports de transmission les dimensions des réducteurs à vis sans fin sont les plus grandes, et celles des réducteurs planétaires à dureté superficielle des dents élevées, les plus petites. La figure 21.2 montre la différence entre les encombrements des réducteurs: a) puissance $\mathcal{P}_r = 37$ ch et rapport de transmission $i = 7$; b) puissance $\mathcal{P}_r = 18{,}5$ ch et rapport de transmission $i = 21$; c) puissance $\mathcal{P}_r = 9$ ch et rapport de transmission $i = 50$; *1* — réducteur à vis sans fin cylindrique et roue à jante en bronze à l'étain; *2* — réducteur à vis globique; *3* — réducteur

à roues dentées cylindriques; *4* — réducteur planétaire. Avec l'augmentation du rapport de transmission, les dimensions relatives des réducteurs à vis sans fin et à vis globique diminuent.

Caractéristique comparative des variateurs. Les critères principaux qui guident le choix d'un variateur sont la *marge de réglage R* *, le rendement, la puissance transmise et l'encombrement.

Les variateurs *à friction* s'emploient essentiellement pour de faibles puissances (jusqu'à 20 kW) mais il existe également des modèles prévus pour des puissances allant jusqu'à des centaines de kilowatts. Leur marge de réglage $R = 4$ à 10. La conception fonctionnelle de ces variateurs est très variée.

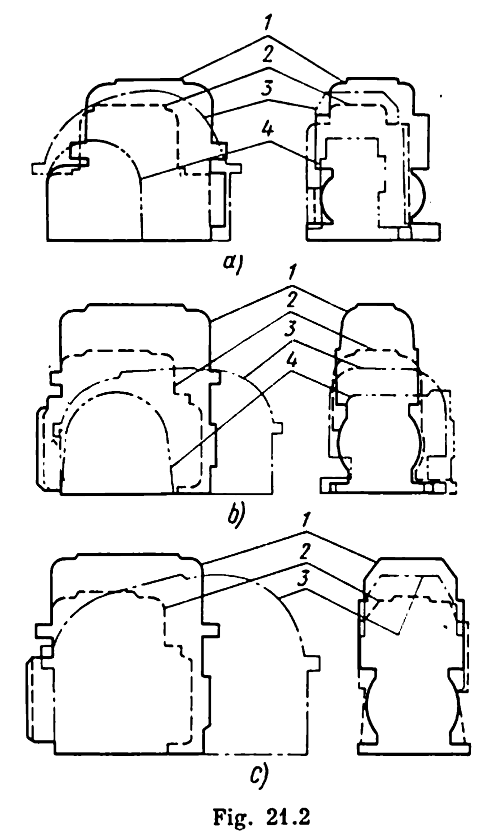


Fig. 21.2

Les variateurs *frontaux* (tableau 21.2) sont assez simples, leur marge de réglage $R = 3$ à 4, celle des variateurs frontaux doubles $R = 8$ à 10. Dans les variateurs à disque intermédiaire la puissance est transmise dans deux directions de façon que les arbres se trouvent déchargés des contraintes fléchissantes.

Dans les divers types de variateurs la transmission est assurée par des galets coniques (schéma *2*, tableau 21.2). Par suite du glissement dans la zone de contact les roues employées sont peu larges et ne peuvent donc transmettre que des charges faibles (jusqu'à 5 kW). De même que les variateurs frontaux, les variateurs coniques peuvent être à un et à deux étages.

Dans la construction des machines-outils on utilise des variateurs munis d'une bague à autoserrage (schéma *2*, tableau 21.2). La transmission est assurée par une bague en acier en contact avec

* La marge de réglage est une caractéristique cinématique du variateur

$$R = \frac{n_{2\,max}}{n_{2\,min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} .$$

des cônes extensibles. Les puissances transmises vont jusqu'à 10 kW ; $R \leqslant 16$, le rendement est faible ($\eta = 0,7$ à $0,8$).

Dans les variateurs *toriques* (schéma *3*, tableau 21.2) à rendement élevé (jusqu'à $\eta = 0,95$), le glissement géométrique est faible mais leur construction complexe impose un entretien qualifié. Marge de réglage $R = 4$ à 6.

Dans les variateurs *sphériques* (schéma *4*, tableau 21.2) les éléments intermédiaires sont constitués des sphères; pour changer le rapport on agit sur la position des axes de rotation des sphères. La marge de réglage $R = 10$ à 12.

Les variateurs *à disques* (schéma *5*, tableau 21.2) s'emploient pour des puissances allant jusqu'à 800 kW avec $R \leqslant 3$; pour une puissance égale ou inférieure à 300 kW la marge de réglage obtenue peut aller jusqu'à $R = 4,5$.

Le mérite principal des variateurs *à courroie trapézoïdale* (schéma *6*, tableau 21.2) est une construction très simple. Leur trait particulier est la présence des poulies réglables (coulissantes). Pour des poulies à toile pleine (disques) et des courroies normalisées la marge de réglage varie de 1,3 à 1,7 ; pour des poulies à toile ajourée; la marge de réglage peut être poussée jusqu'à 2. Si l'on utilise des courroies larges, la marge de réglage s'accroît, la puissance transmise peut atteindre 50 kW, $\eta = 0,8$ à $0,9$.

Les variateurs *à chaîne* (schéma *7*, tableau 21.2) sont plus complexes et plus chers que les variateurs à courroie trapézoïdale, mais en revanche, ils sont plus compacts, leur durée et leur sécurité sont plus grandes. Il existe des variateurs qui transmettent le mouvement par engrènement et par friction. Les maillons d'une chaîne des variateurs du deuxième type sont munis de rouleaux trempés. La marge de réglage des premiers est égale ou inférieure à 6 et des seconds s'échelonne entre 7 et 10. Les transmissions à chaîne par engrènement assurent un $i =$ const et peuvent transmettre des charges importantes, ce qui définit leur utilisation très large. Les puissances en jeu vont jusqu'à 30 kW, le rendement $\eta = 0,8$ à $0,9$.

CONSTRUCTION DES RÉDUCTEURS ET DES VARIATEURS

Réducteurs à engrenages et à vis sans fin. Les carters des réducteurs sont en fonte de nuances СЧ15-32, СЧ18-36 et moins souvent, en moulages d'acier au carbone 15Л, 20Л ou 25Л. Parfois les carters se font soudés.

La forme des pièces constitutives du carter doit être autant que possible simple et comporter le minimum de bossages, rebords, nervures, etc. (pour assurer la rigidité). Les dimensions des éléments du carter et du couvercle sont définies par les prescriptions fonctionnelles (voir fig. 21.3 et 21.5). Des bossages sont prévus là où le carter doit recevoir les paliers. Pour augmenter la rigidité du réducteur,

on prévoit des nervures ou des modifications correspondantes de la forme des parois du carter au droit de la transmission des efforts des paliers au carter. Il est recommandé de placer les boulons de

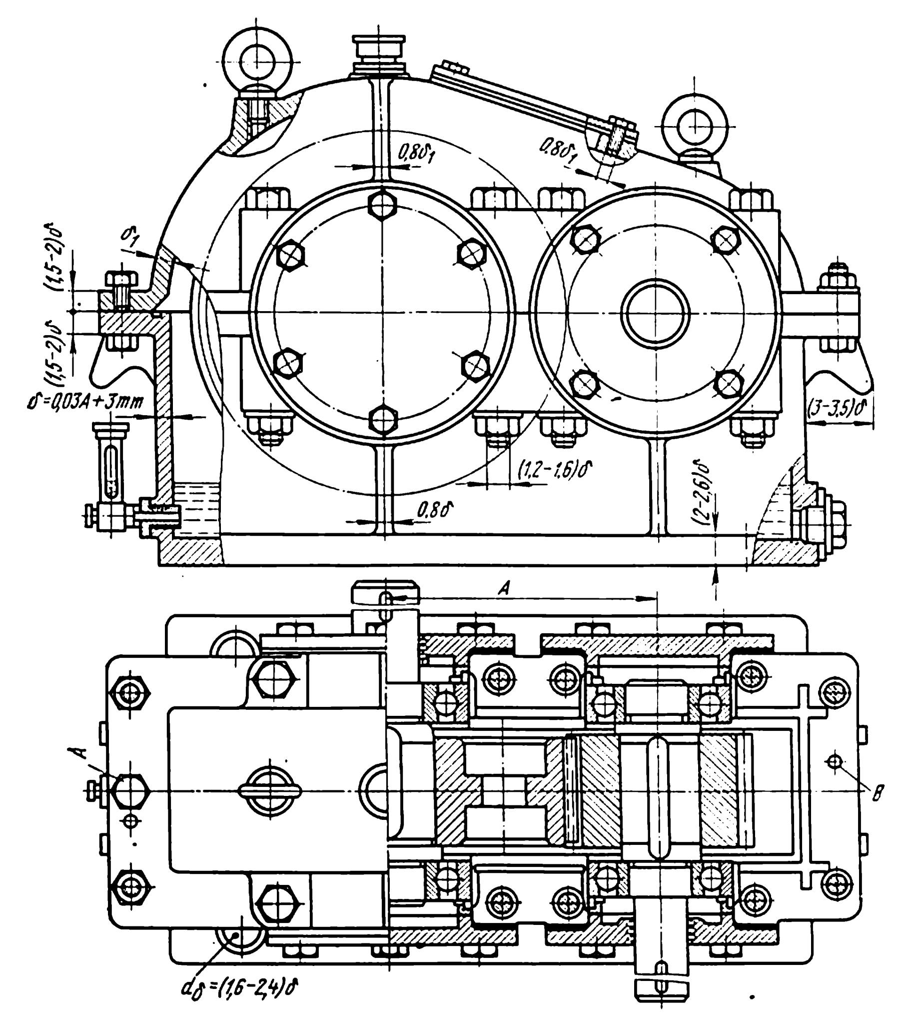


Fig. 21.3

fixation du couvercle de carter le plus près possible des paliers; à cet effet, il faut prévoir des bossages pour les écrous.

Les alésages prévus pour les paliers ou leurs logements sont exécutés suivant la 2e classe de précision; le fini de surface ne doit pas être inférieur à ∇ 6.

Pour faciliter la dépose du couvercle, le carter comporte parfois des trous taraudés pour les boulons de desserrage (*A*). Pour effectuer la révision de l'engrenage, le remplissage et la vidange de l'huile, la mise en place de la jauge de niveau d'huile ou du thermomètre, on pratique dans le couvercle et dans le carter des trous de forme et de dimensions nécessaires fermés par des obturateurs, bouchons, tubulures, etc. Le couvercle et le carter doivent comporter des pitons et des crochets pour le levage et la manutention de ces pièces et de l'ensemble du réducteur. Lors du montage du réducteur, le couvercle est fixé sur le carter par deux goupilles coniques ou cylindriques (*B*) disposées à la distance la plus grande possible l'une de l'autre (fig. 21.3).

Dans les cas courants, les arbres des réducteurs de faible et moyenne puissance reposent sur des appuis constitués de roulements et ceux des réducteurs de grande puissance, sur des paliers de frottement. Le choix du palier doit être fonction du type d'engrenage. Les paliers des roues à denture droite peuvent être quelconques. Les arbres porteurs des roues hélicoïdales sont montés sur des roulements pour charge radiale ou charge mixte à une rangée de billes, ou sur des roulements à rouleaux coniques.

Les réducteurs à engrenages à chevrons avec « dédoublement de puissance » ont un des arbres (de préférence, celui du pignon comme plus léger) monté sur des roulements à rouleaux : ils admettent donc un jeu axial et rendent ainsi possible en service l'auto-orientation du pignon par rapport à la roue sous l'effet des forces axiales s'exerçant sur chaque demi-chevron; dans ces conditions chaque demi-chevron supporte la moitié de la charge.

Le fonctionnement d'un engrenage conique est satisfaisant lorsque la distance entre les paliers d'un arbre en porte-à-faux est de 2,5 à 3 fois supérieure à la distance entre le milieu du pignon et le milieu du premier palier. Le montage de l'arbre avec le pignon dans une douille spéciale est le plus commode; l'ensemble ainsi constitué est ensuite monté dans le carter du réducteur (pièce *a*, fig. 21.4). Pour réaliser une mise en place correcte des roues conjuguées des réducteurs à engrenages coniques, tous les couvercles des paliers, dans le but d'assurer la coïncidence des sommets des cônes primitifs, sont posés sur des joints.

Les vis sans fin et les arbres des roues des réducteurs à vis sans fin cylindrique et à vis globique comportent essentiellement des roulements pour charge mixte (radial et de butée). L'avantage que présentent ces roulements sur les roulements à billes pour charge radiale réside non seulement dans leur aptitude à supporter des efforts axiaux plus grands, mais aussi dans leur rigidité plus importante; ceci assure une disposition relative plus stable des éléments de ces types de transmissions.

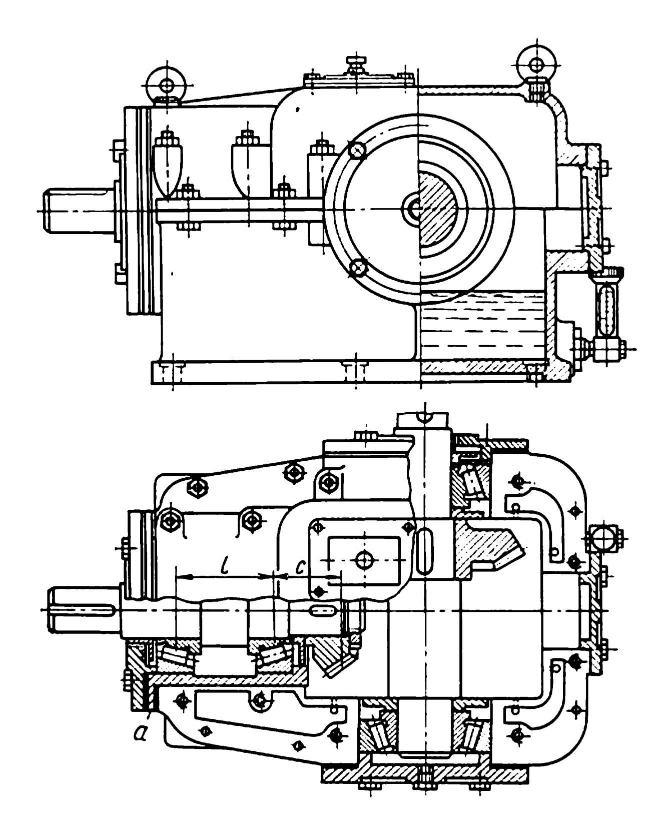


Fig. 21.4

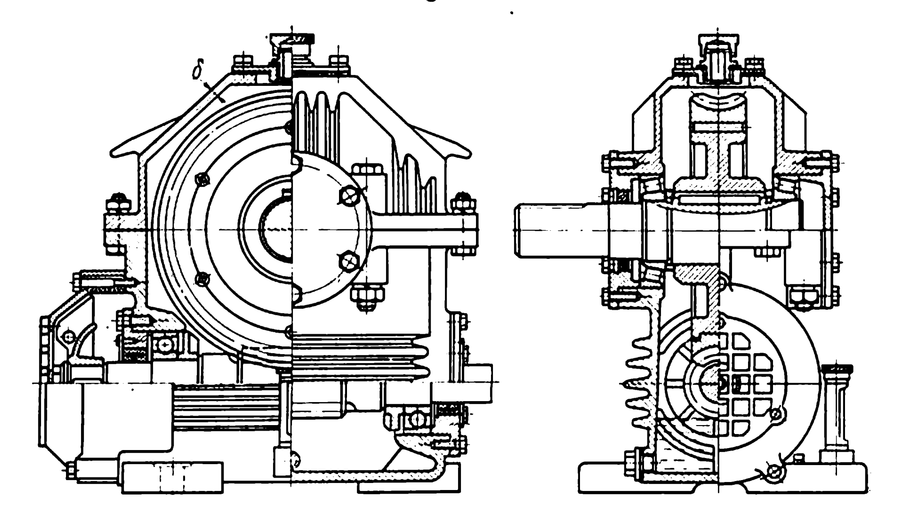


Fig. 21.5

L'utilisation des roulements pour charge mixte pour les deux paliers d'une vis sans fin (fig. 21.5) est susceptible de produire le coinçage des corps de roulement par suite de l'élévation de la température de la vis. Lorsqu'un tel danger se présente (dans le cas

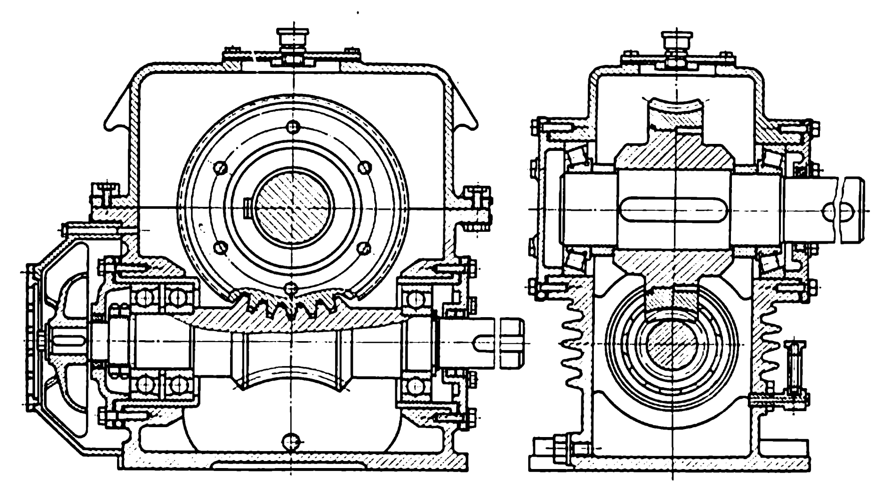


Fig. 21.6

d'une distance entre les paliers supérieure à 350 mm), les deux roulements pour charge mixte sont posés du même côté de la vis, et de l'autre on prévoit un roulement à billes ou à rouleaux pour charge radiale supplémentaire pour supporter la seule charge radiale (fig. 21.6).

Réducteurs planétaires. Leur construction est plus compliquée que celle des réducteurs examinés précédemment. La difficulté principale qui apparaît lors de leur conception est de loger dans un espace restreint les roues en rotation et le bras porte-train, disposés coaxialement ainsi que les satellites dont les arbres sont montés sur le bras porte-train. Pour assurer la durée de fonctionnement imposée, les roulements doivent avoir des dimensions appropriées. Il arrive souvent que les dimensions des roulements déterminent la construction d'autres organes du réducteur, sa composition et son encombrement. Lors de l'étude, l'ensemble des satellites ainsi que leurs roulements doivent faire l'objet d'une attention particulière, car d'une part, le moindre gauchissement des satellites altère brusquement le fonctionnement du réducteur, et d'autre part, la capacité portante des roulements des satellites réduit de beaucoup celle de l'ensemble du réducteur. Le calcul de ces roulements doit donc se faire avec un soin particulier.

Le réducteur à faible encombrement réalisé suivant le schéma de la figure 21.1,*a* est représenté sur la figure 21.7. La roue centrale *3*

à couronne dentée intérieure est montée folle pour uniformiser la distribution de la charge entre les satellites *2* engrenant avec le pignon *1*. Les forces circonférentielles transmises par les satellites

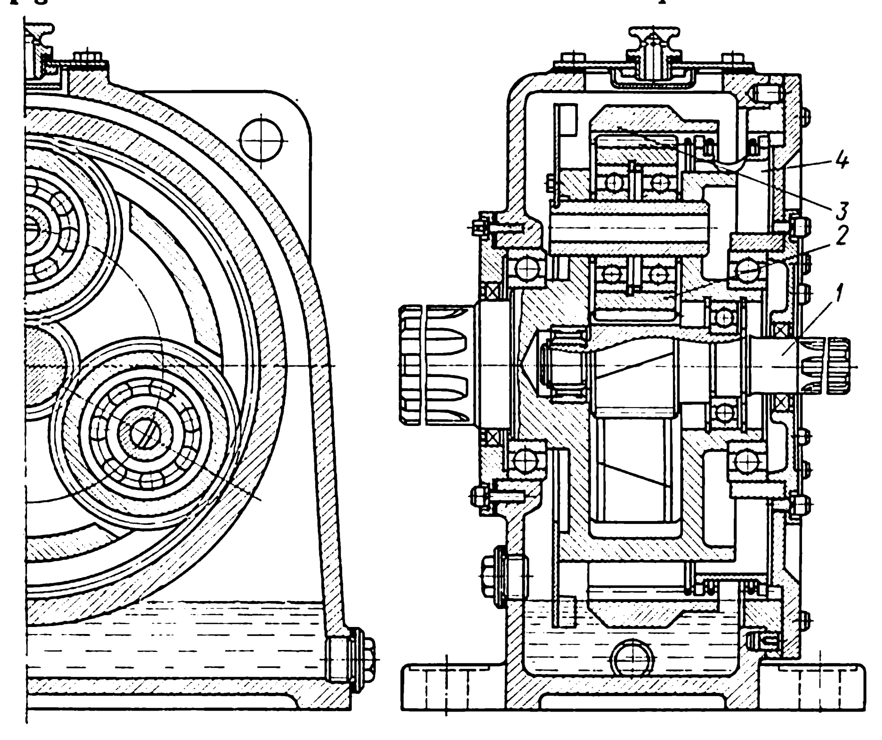


Fig. 21.7

à l'engrenage *3* créent un couple reçu par le carter du réducteur à travers un double crabotage *4*.

Réducteurs à engrenages vibratoires. Du point de vue cinématique ces réducteurs sont en somme des réducteurs planétaires. La transmission vibratoire est composée par trois éléments principaux (fig. 21.8,*a*) : couronne rigide fixe *1* munie d'une denture intérieure, roue flexible mobile *2* à denture extérieure et porte-train générateur des ondes vibratoires *3*. Le diamètre de la roue flexible est plus petit que celui de la couronne rigide mais lorsque le porte-train est placé à l'intérieur de la roue élastique, cette dernière se déforme et prend la forme d'une ellipse ; dans le sens de son grand axe les diamètres des éléments rigide et flexible deviennent égaux et les dents respectives engrènent dans le voisinage de cet axe. Lorsque le porte-train tourne, l'onde de déformation de la couronne flexible le suit en faisant tourner la roue flexible.

Il existe divers schémas et solutions fonctionnels des réducteurs de ce type, qui permettent d'obtenir avec un poids et un encombrement très faibles un grand rapport (i = 100 et plus) et de transmettre des charges importantes, grâce à 1/3 du nombre de dents qui engrènent simultanément. Les dents des roues peuvent être à développante

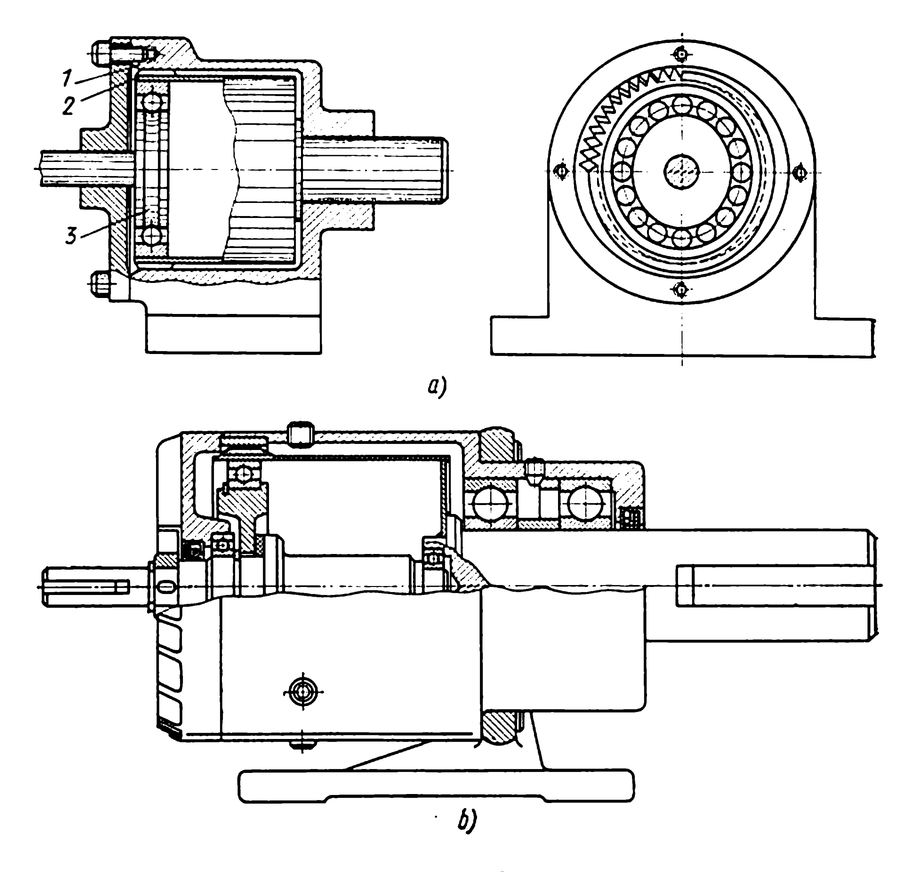


Fig. 21.8

de cercle ou à profil triangulaire. Parmi les inconvénients il y a un faible rendement (η = 0,75 à 0,85) et une longévité relativement petite. La figure 21.8,*b* représente un réducteur à engrenages à un étage.

Motoréducteurs. Les réducteurs incorporés (motoréducteurs) s'emploient à une grande échelle pour des puissances relativement faibles. Une variante des motoréducteurs avec moteur électrique à bride fixé au corps du carter du réducteur est représentée sur la figure 21.9,*a*. Parmi les versions de cette variante il y a celle du

moteur à réducteur dans lequel lé moteur et le réducteur sont placés dans un carter commun de diamètre égal à celui du moteur électrique correspondant (fig. 21.9,*b*).

Variateurs à friction. A titre d'exemple des constructions usitées des variateurs, la figure 21.10 montre les variateurs frontal et torique. Dans le variateur frontal (fig. 21.10,*a*) la rotation du plateau menant *1* est transmise aux deux plateaux menés *4* à l'aide de galets coniques *2* dont les axes sont fixés sur la vis de réglage *3* à filet gauche et droit. L'arbre mené est entraîné par les roues dentées *5* qui transmettent la rotation à la roue *6*. Le variateur travaille dans un bain d'huile. La marge de réglage $R = 6$ à 10, la puissance transmise atteint 18 kW.

Dans un variateur torique la friction s'établit entre deux bols *1* et deux galets *2* qui roulent sur ces bols (fig. 21.10,*b*). Les galets *2*

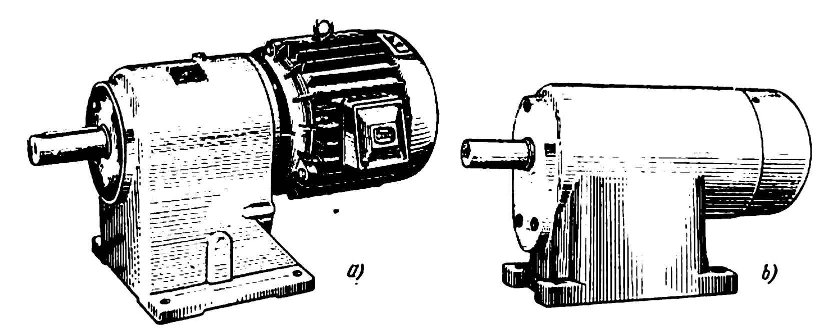


Fig. 21.9

peuvent pivoter autour de l'axe *0* (cf. le tableau 21.2, schéma *3*) et changer ainsi le rapport. Les transmissions de ce type sont prévues pour des puissances allant jusqu'à 20 kW.

Variateurs à courroie trapézoïdale. Les variateurs dans lesquels on utilise les courroies trapézoïdales sont très variés: ils peuvent avoir des courroies normalisées et larges; compter une, deux ou quatre poulies réglables, prévoir un réglage automatique de la tension, etc. La figure 21.11 représente un variateur à poulie réglable *1* et à poulie menante *2* à ressort. Le réglage du rapport peut se faire à la main ou par commande à distance. La marge de réglage $R = 4$; le rendement $\eta = 0{,}8$ à 0,9, la puissance $P = 5$ à 10 kW.

Variateurs à chaîne. La variante la plus employée du variateur de ce type est représentée sur la figure 21.12,*a*. Dans le variateur à chaîne à cônes dentés on utilise des chaînes spéciales à lames coulissantes. Les lames *2* engrènent avec les dents pratiquées à la surface des cônes dentés *3*; à cet effet les dents et les creux des deux cônes du même arbre sont déplacés d'un demi-pas (fig. 21.12,*b*). Pour changer le rapport, les cônes sont rapprochés sur un arbre et écartés

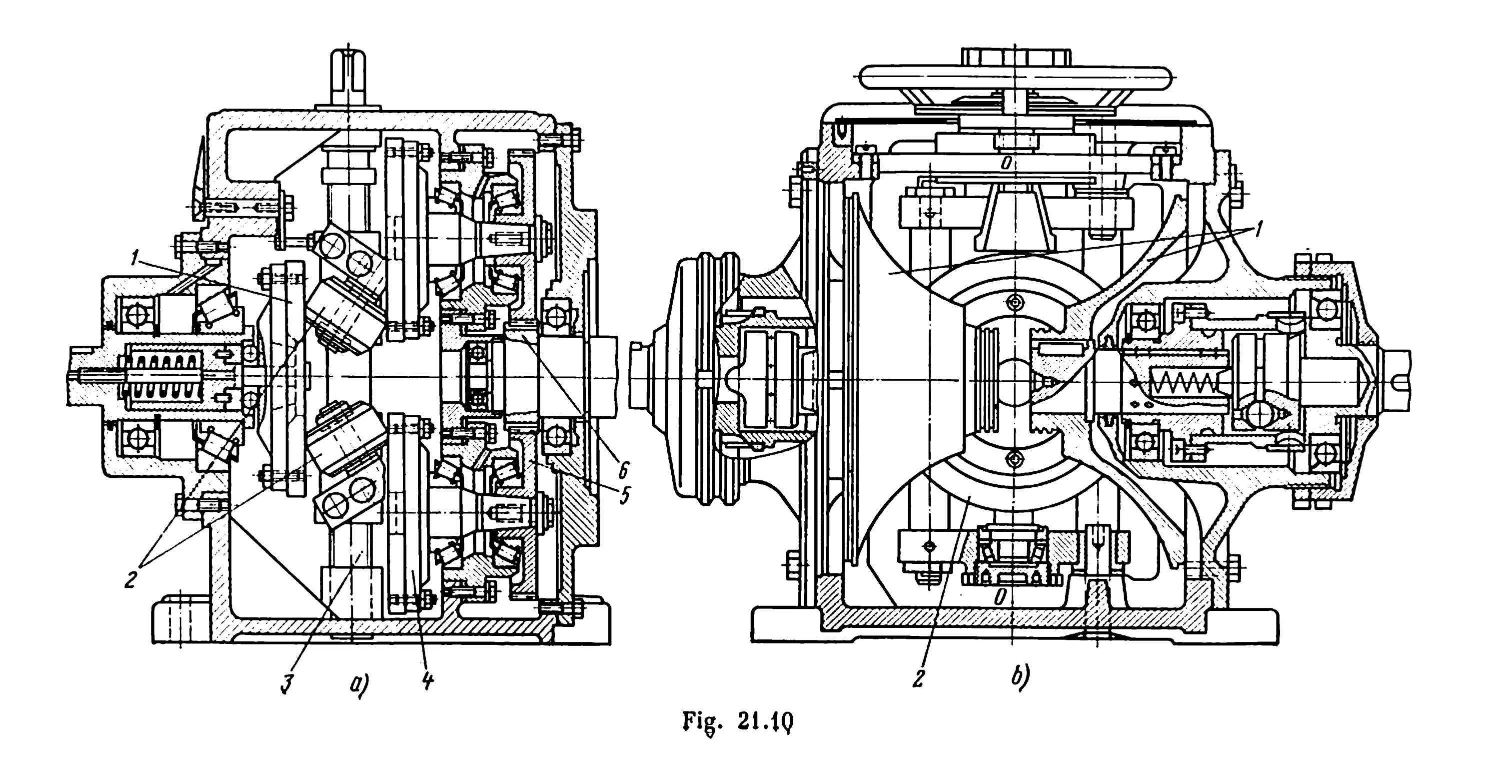


Fig. 21.10

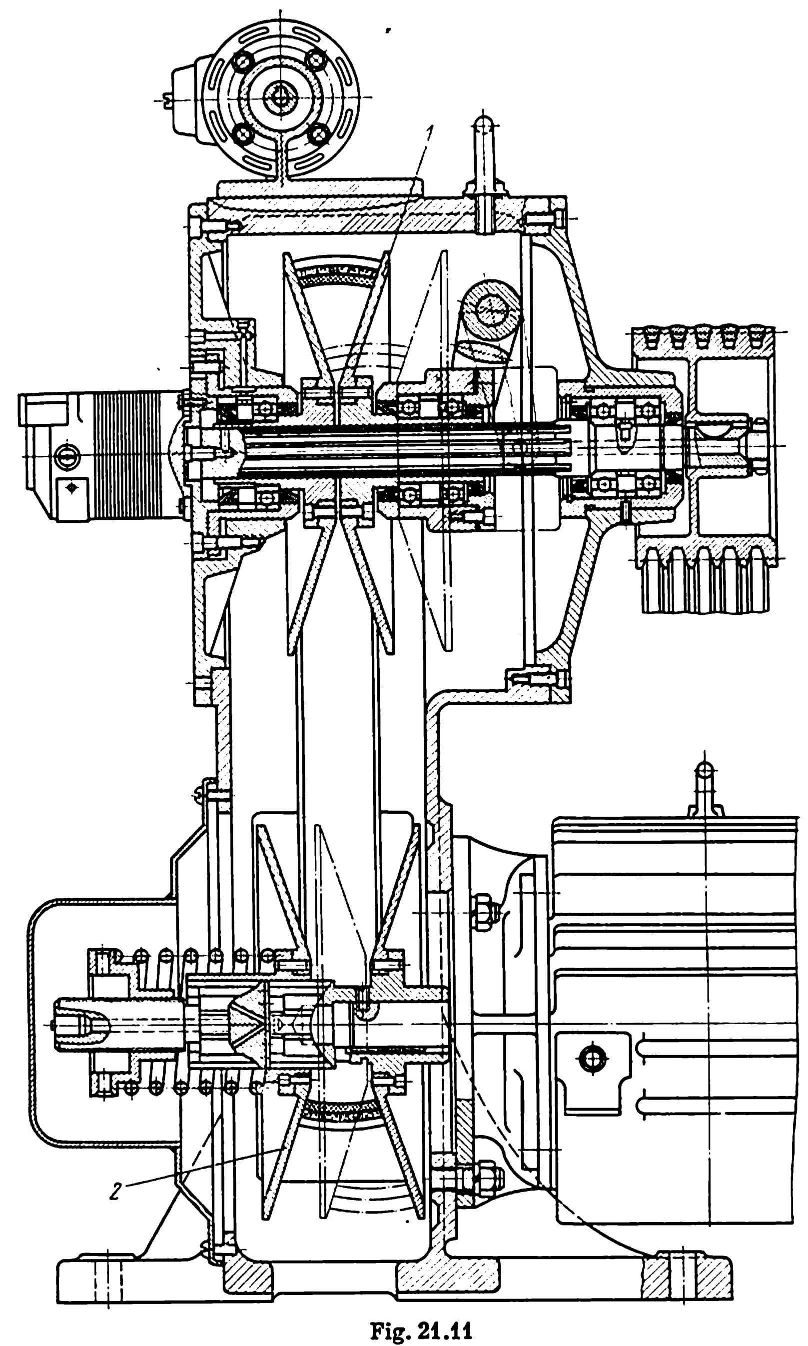


Fig. 21.11

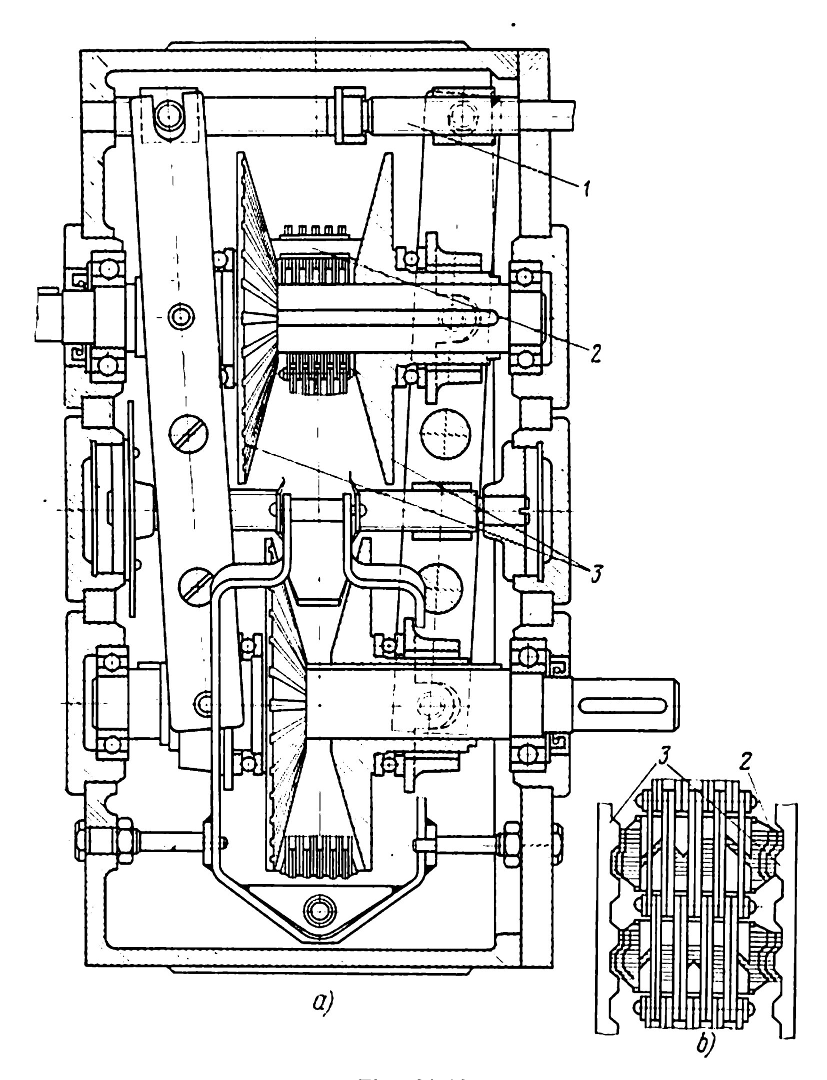


Fig. 21.12

sur l'autre à l'aide d'une vis spéciale *1*. La longueur de la chaîne restant constante, la chaîne se déplace dans le plan perpendiculaire aux arbres et épouse les cônes suivant les circonférences d'autres rayons. La marge de réglage maximale est 7, la puissance transmise $P = 75$ kW, la vitesse de la chaîne 5 à 9 m/s, le rendement ($\eta =$ $= 0.85$ à 0,95) à charge maximale est fonction du rapport.

Commandes combinées. Ces commandes sont composées de trains d'engrenages et d'un variateur montés dans un même corps; c'est une commande réglable à vitesse réduite de l'arbre mené. La figure 21.13 représente un motovariateur muni d'un variateur à

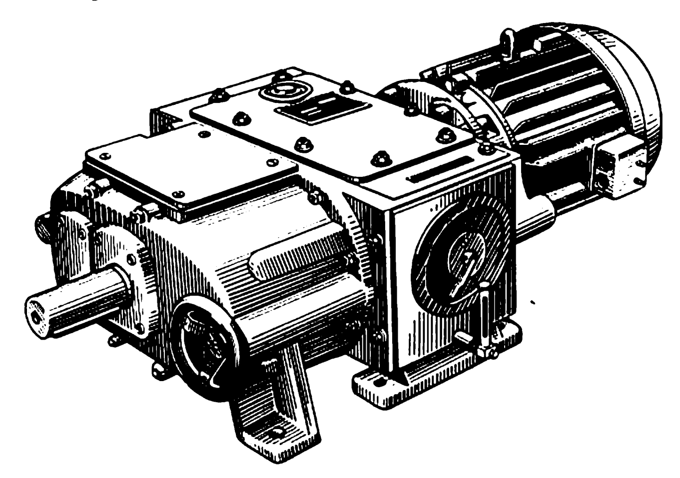


Fig. 21.13

chaîne et d'un réducteur planétaire d'une puissance de 6,0 kW, la vitesse de l'arbre mené s'échelonnant de 0 à 250 tr/mn.

Modes de graissage. Le graissage des engrenages des réducteurs par l'huile fluide se fait ou bien par simple immersion, ou bien par projection de l'huile dans la zone d'engrènement par des tuyères spéciales. Le graissage le plus efficace des engrenages et des roulements des réducteurs de moyenne puissance (surtout de tous les types planétaires) est assuré par un brouillard d'huile. L'huile est barbotée soit par les roues en rotation, soit par des ventilateurs spéciaux (voir fig. 21.7).

Le graissage par immersion ne s'emploie que pour des vitesses périphériques ne dépassant pas $v = 12$ m/s. Lorsque la vitesse est plus grande, l'huile est rejetée par la force centrifuge et le graissage de l'engrenage en service est insuffisant. C'est la grande roue qui baigne dans l'huile. La profondeur d'immersion recommandée pour les roues rapides est de 0,7 de la hauteur de la dent, mais jamais moins de 10 mm. Les roues coniques doivent être immergées de

manière que les dents baignent dans l'huile sur toute leur longueur. Lorsque tous les engrenages d'une transmission lente à trains multiples ne peuvent pas être graissés par immersion de la grande roue, certaines roues (non immergées) sont lubrifiées par des dispositifs

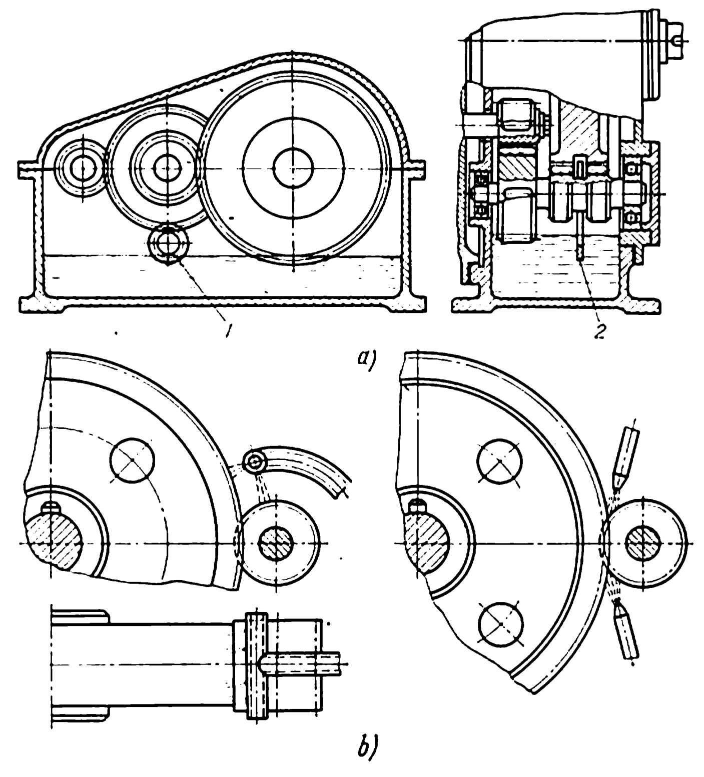


Fig. 21.14

ou pièces appropriées (pignons *1*, bagues *2*, etc.) (fig. 21.14,*a*). Un bain d'huile doit contenir 0,35 à 0,7 l d'huile par 1 kW de puissance transmise.

Le graissage *par projection* s'emploie pour des vitesses périphériques $v \geqslant 12$ à 15 m/s; il est réalisé à l'aide de tuyères spéciales dans lesquelles l'huile est refoulée par une pompe à travers une tuyauterie (fig. 21.14,*b*). L'application d'un tel graissage forcé impose l'installation d'une canalisation spéciale, l'utilisation de filtres, d'un système de refroidissement et de réglage d'amenée d'huile.

Dans le cas de grandes vitesses ($v > 20$ m/s), l'huile est amenée séparément aux dents de chaque roue, car dans le cas contraire les

conditions de fonctionnement de l'engrenage deviennent plus mauvaises. Lorsque les vitesses sont très grandes, l'huile est amenée dans la zone de contact du côté opposé au sens du mouvement des dents.

La viscosité de l'huile prévue pour les transmissions à couples multiples est intermédiaire entre les valeurs susceptibles d'être imposées aux couples extrêmes de la transmission. Lorsque le graissage des engrenages et des roulements du système doit se faire avec une même huile, on opte pour la nuance imposée pour l'engrenage.

Les réducteurs à vis sans fin sont lubrifiés par immersion pour des vitesses périphériques de la vis allant jusqu'à $v_v \approx 10$ m/s. La roue (lorsque la vis est disposée au-dessus de la roue) ou la vis doivent être immergées au moins à la hauteur de la dent ou du filet.

Pourtant, lorsque la vis est disposée au-dessous de la roue, le niveau d'huile ne doit pas dépasser le centre de l'élément inférieur du roulement (bille, rouleau) de l'arbre de la vis; il en est ainsi pour diminuer les pertes dans les roulements des paliers et simplifier la construction des joints. Si dans ces conditions la vis ne baigne pas dans l'huile, il faut prévoir des bagues à palettes (voir fig. 21.5) qui en tournant avec la vis projettent l'huile sur la roue tangente.

CALCUL DES RÉDUCTEURS ET DES VARIATEURS

Réducteurs à engrenages, à vis sans fin et à chaîne. Leur calcul s'effectue, selon le type d'engrenages employés dans le réducteur, d'après les formules données dans les chapitres précédents. Le calcul d'autres pièces (arbres, roulements, assemblages, etc.) se fait conformément aux recommandations indiquées dans les parties correspondantes de l'ouvrage.

Réducteurs planétaires. Les transmissions planétaires comportant au moins trois satellites, la disposition uniforme (symétrique) de ces derniers suivant la circonférence impose l'observation de certaines conditions.

La première est celle de *disposition*. Pour interdire le contact des dents des roues, la somme des rayons des cercles de tête des satellites voisins doit être inférieure à l'entraxe (fig. 21.1), c'est-à-dire que

$$L = 2A_{12} \sin \frac{\pi}{a} = z_2 m + 2m(1+\delta) + \Delta, \qquad (21.1)$$

où Δ est le jeu entre les roues, qui ne doit pas être inférieur à 1 mm;
a, le nombre de satellites.

La deuxième condition est celle de *coaxialité*. Les satellites engrènent avec deux roues solaires. Les arbres des roues des engrenages cylindriques étant parallèles, les entraxes de chaque couple

doivent être égaux (fig. 21.1):

$$A_{12} = A_{23} \quad \text{et} \quad A_{12} = A_{23} = A_{2'3'}.$$

Si les roues ne sont pas corrigées ou ont subi une correction de la saillie des dents, nous pouvons écrire pour l'engrenage schématisé sur la figure 21.1,*a*

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$$

ou

$$z_1 + 2z_2 = z_3. \tag{21.2}$$

Pour l'engrenage représenté sur la figure 21.2,*c* deux conditions doivent être satisfaites, la première (21.2) et la seconde

$$m_2 (z_3 - z_2) = m_{2'} (z_{3'} - z_{2'}). \tag{21.3}$$

Le plus souvent $m_2 = m_{2'}$; alors la condition (21.3) s'écrit:

$$z_3 - z_2 = z_{3'} - z_{2'}.$$

La nécessité de satisfaire aux conditions (21.2) et (21.3) rend difficile le choix du nombre de dents. Pour résoudre ce problème plus aisément, il faut faire appel à la correction de l'angle de pression.

La troisième condition est celle de *coïncidence*. Les nombres de dents en prise, outre les conditions (21.2) et (21.3), doivent satisfaire à la condition de coïncidence des dents et entredents de roues en prise, la disposition des satellites suivant le pourtour étant équidistante. La condition de coïncidence peut être obtenue aisément si l'on tient compte du fait que l'engrènement des roues n'est possible que lorsque la courbe représentant la somme des arcs de cercles primitifs des roues qui forment le contour fermé (fig. 21.1,*d*) contient un nombre entier de pas, ce qui donne:

$$\frac{z_1 + z_3}{a} = k, \tag{21.4}$$

où k est un nombre entier.

Dans le cas où les satellites sont à doubles couronnes dentées de dimensions différentes, le montage est possible si le nombre de dents de chacune des roues centrales *1* et *3* est un multiple du nombre de satellites.

Le calcul de la résistance des dents s'effectue d'après les formules données au chapitre XV, compte tenu des particularités suivantes. Pour le réducteur schématisé sur la figure 21.1,*a*, l'engrènement de chaque couple de roues est examiné séparément: engrenage extérieur (roues *1-2*) et intérieur (roues *2-3*) (affectons la petite roue de chaque couple du symbole « p »). Le couple appliqué à la petite roue s'écrit:

$$M_{\text{p}} = \frac{M_1 k_{\text{s}}}{a} \cdot \frac{z_{\text{p}}}{z_1}, \tag{21.5}$$

où z_p est le nombre de dents de la petite roue; il peut donc être $z_p = z_1$ ou $z_p = z_2$, si $z_1 > z_2$;

$k_s = \frac{F_{max}}{F_{unif}}$, le facteur d'inégalité de distribution de la charge entre les satellites égal au quotient de la charge maximale s'exerçant sur le satellite par la charge moyenne.

Le facteur k_s atteint des valeurs importantes (2 et plus); il est déterminé par le degré de précision de la fabrication, le diamètre des roues et le matériau utilisé. Pour les transmissions du 7[e] degré de précision, sa valeur approchée est k_s = 1,4 à 1,6. L'utilisation des roues solaires flottantes qui contribuent à l'uniformisation de la charge diminue le facteur k_s jusqu'à 1,1 à 1,2.

Lors de l'établissement du nombre de cycles de contraintes, il faut tenir compte de la vitesse en tr/mn des roues par rapport au porte-train et du nombre de satellites.

Réducteurs vibratoires. Ainsi que l'on sait de la théorie des mécanismes et des machines, le rapport d'un réducteur (cf. fig. 21.8) s'écrit

$$i = \frac{z_2}{z_1 - z_2} = \frac{d_2}{d_1 - d_2},$$

d'où la différence entre les diamètres des couronnes et par suite la déformation nécessaire

$$\delta = d_1 - d_2 = \frac{d_2}{i}. \qquad (21.6)$$

Pour une transmission à deux éléments vibratoires on pose $z_1 - z_2 = 2$. Le module de la transmission est donné par la condition

$$(d_1 - d_2) = (z_1 - z_2)\, m = \delta,$$

d'où

$$m = \frac{\delta}{z_1 - z_2} = 0{,}5\delta. \qquad (21.7)$$

La hauteur des dents $h = \delta$, la hauteur des têtes, 0,44δ, des racines, 0,56δ. L'engrènement dans la zone de contact a lieu à une profondeur qui varie de 100 % à 0; en moyenne elle est de 0,5 h. Lorsque 1/4 du nombre total des dents de la roue engrènent, la surface de contact totale est

$$S = 0{,}5\, h \cdot 0{,}25\, z_2 b,$$

où b est la largeur des couronnes; dans les cas courants $b = (0{,}1$ à $0{,}2)\, d_2$.

On peut admettre que le couple transmis vaut approximativement

$$M = 0{,}5\, d_2 S\, [\sigma]_{com} \approx 0{,}06\, d_2^2 \delta b z_2\, [\sigma]_{com}, \qquad (21.8)$$

où $[\sigma]_{com}$ est la contrainte de compression admissible (allant pour des roues trempées jusqu'à 300 kgf/cm²).

La roue flexible se calcule à la résistance d'après la déformation imposée δ.

Variateurs. La résistance des éléments principaux des variateurs se calcule d'après les recommandations données dans ce qui précède pour les transmissions à friction, par courroie et par chaîne. Les efforts pour le calcul des arbres et des paliers sont choisis en fonction du schéma de commande concret.

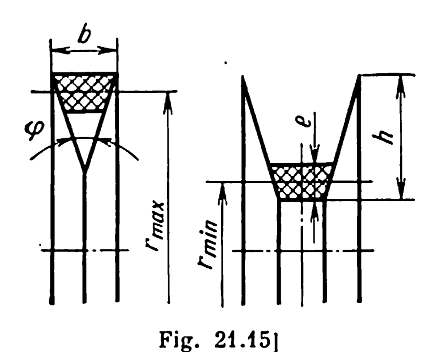


Fig. 21.15

Le paramètre principal d'un variateur est la marge de réglage R (cf. p. 357). A titre d'exemple considérons la détermination de la marge de réglage d'un variateur à courroie trapézoïdale (schéma *б*, tableau 21.2).

Dans le cas d'une poulie réglable et de l'autre fixe et lorsque r_{max} et r_{min} sont respectivement les rayons maximal et minimal des circonférences de la courroie sur la poulie réglable, la marge de réglage est donnée par le rapport $R_1 = \frac{r_{max}}{r_{min}}$. Le rapport entre r_{max} et r_{min} peut être exprimé par les dimensions du profil de la courroie (h, b) (fig. 12.15):

$$r_{max} = r_{min} + e - h = r_{min} + \frac{b}{2}\,\mathrm{cotg}\,\frac{\varphi}{2} - h;$$

par suite

$$R = \frac{r_{max}}{r_{min}} = 1 + \frac{e}{r_{min}} - \frac{h}{r_{min}} = 1 + \frac{b}{2r_{min}}\,\mathrm{cotg}\,\frac{\varphi}{2} - \frac{h}{r_{min}}. \quad (21.9)$$

Si la deuxième poulie est également réglable et $R_2 = R_1$, la marge de réglage totale du variateur $R = R_1^2$.

La formule (21.9) montre que la marge de réglage peut être accrue si l'on utilise des poulies plus complexes, à hauteur active de la rainure $e > \frac{b}{2}\,\mathrm{cotg}\,\frac{\varphi}{2}$, ainsi que des courroies de profil spécial, « larges », à relation entre la largeur et la hauteur $b \approx (2$ à $3)\,h$ plus grande que dans le cas d'une courroie normalisée ($b \approx 1{,}8\,h$). Enfin on peut encore utiliser une transmission double à quatre poulies réglables dont la marge de réglage $R = R_1^4$.

Calcul de l'échauffement. Les pertes de puissance provoquent l'échauffement du réducteur. Pour éviter toute détérioration, la température ne doit pas dépasser une valeur admissible. Cette condition est observée lorsque la quantité de chaleur dégagée dans le réducteur [équation (2.37)] est inférieure à la quantité de chaleur que la surface du carter du réducteur est susceptible de transmettre au milieu ambiant, la température du réducteur étant limitée par une valeur déterminée; autrement dit, il est nécessaire que la condition (2.38) soit observée. Lorsqu'il n'en est pas ainsi, il convient

de prévoir des dispositifs de refroidissement supplémentaires, ce qui est généralement obtenu par le nervurage du carter, ainsi que par la pose de ventilateurs à ailes sur la vis sans fin, pour créer un courant d'air continu le long du carter nervuré (voir fig. 21.5). Si le carter comporte des nervures, le calcul de la valeur de S_m [formule (2.38)] se fait en prenant en considération la moitié de la surface de nervures. S'il comporte un ventilateur, le coefficient de transmission de la chaleur pour la partie soufflée du carter est calculé en fonction de la vitesse moyenne de l'air v en m/s d'après la formule

$$k_0 = 12\sqrt{v} \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{degrés}. \qquad (21.10)$$

La vitesse approchée de l'air en fonction de la vitesse du ventilateur à ailes est donnée par la relation empirique:

$$v = 0{,}005\, n_v \text{ m/s}.$$

Alors la condition du régime thermique est:

$$Q \leqslant (k_{ns}S_{ns} + k_s S_s)(t_1 - t_2) \text{ kcal/h}, \qquad (21.11)$$

où S_{ns} et S_s sont respectivement les surfaces non soufflée et soufflée du carter en m²;

k_{ns} et k_s, les coefficients respectifs de transmission de chaleur en kcal/h·m²·degrés;

t_1 et t_2, respectivement la température admissible de l'huile dans le réducteur et celle du milieu ambiant.

Essais des réducteurs. Pour déterminer la capacité portante de différents types des transmissions et, en particulier, des réducteurs et des variateurs, on les soumet à des essais. Les essais peuvent être *de production* ou *de recherches*. Les essais de production ont pour objet la vérification et l'appréciation de la qualité de fabrication et de montage des réducteurs, leur rodage sous charge (rodage des transmissions) pour accroître le rendement et la longévité. Les essais de recherche doivent mettre en évidence l'influence des facteurs fonctionnels, géométriques, d'exploitation sur la capacité et le rendement des transmissions et contribuer au choix optimal des solutions fonctionnelles.

Les essais se font sur des bancs appropriés composés d'une station de commande, de l'objet de l'épreuve, de l'installation fournissant la charge, du système de graissage, de l'appareillage de contrôle et d'enregistrement.

D'après le principe de la sollicitation, les bancs d'essais peuvent être rangés en deux catégories, *à schéma fermé* et *à schéma ouvert*. Dans un banc ouvert la charge est transmise par des dispositifs de freinage différents, la puissance nécessaire pour entraîner la transmission étudiée devant être plus grande que celle recueillie sur l'installation qui fournit la charge (compte tenu du rendement du banc). C'est là l'inconvénient principal d'un tel banc. De plus, son

grand encombrement impose l'utilisation d'un dispositif de refroidissement spécial. Par ailleurs, il peut être très simple lorsqu'il s'agit de la transmission de faibles puissances. Comme dispositif producteur de la charge on utilise des freins (à bande, à segments, multidisques, hydrauliques, etc.), des pompes, des générateurs électriques, etc. Le rendement de la transmission se détermine en mesurant le couple sur les arbres menant et mené à l'aide des moteurs électriques à rotor équilibré et à stator pivotant et des dynamomètres fixés sur les dispositifs producteurs de la charge.

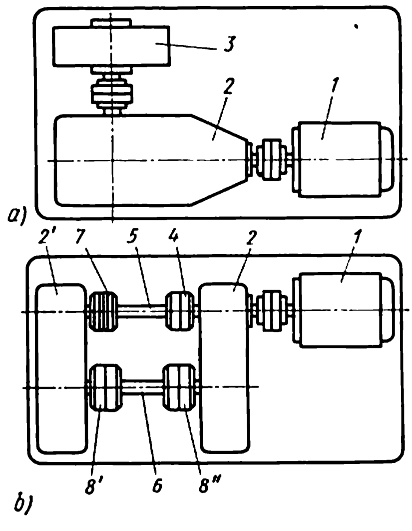


Fig. 21.16

La figure 21.16,*a* représente le schéma d'un banc ouvert : *1* — moteur électrique ; *2* — réducteur (variateur) mis à l'essai ; *3* — dispositif producteur de la charge.

Un banc fermé, en plus de la transmission d'essai, comporte une transmission auxiliaire qui ferme le circuit susceptible de subir telle ou telle sollicitation intérieure. L'énergie du moteur électrique n'est alors consommée que pour compenser les pertes dans les ensembles du banc.

Un banc fermé est représenté sur la figure 21.16,*b* ; il possède deux réducteurs *2* et *2'* dont les arbres de petite vitesse sont reliés par un arbre rigide intermédiaire *6*, alors que les arbres de grande vitesse, par un arbre flexible de petit diamètre *5*. L'arbre *5* est torsadé sous force dans des positions fixes de tous les autres arbres de la transmission. Le manchon *7* est alors bloqué en cette position ; il en résulte un circuit fermé composé de la transmission *2*, du manchon *4*, de l'arbre flexible *5*, du manchon *7*, de la transmission *2'*, du manchon 8', de l'arbre *6* et du manchon 8". L'arbre *5* tendant à se « dérouler », les dents des roues engrenées des transmissions *2* et *2'* subissent une charge proportionnelle à l'angle de torsion préalable de l'arbre *5*. Lorsque le moteur électrique tourne, les transmissions travaillent sous charge produite par les forces élastiques du circuit fermé. Ce schéma de principe peut être incarné dans des solutions fonctionnelles les plus différentes. L'installation qui fournit au circuit la charge peut être conçue sous la forme de manchons de friction, d'arbres flexibles, d'appareils hydrauliques, de réducteurs pivotants, de différentielles, etc.

4

ARBRES ET AXES. ACCOUPLEMENTS. ORGANES D'APPUI

CHAPITRE 22

Types et caractéristiques principales des pièces

L'élément qui porte les pièces de rotation d'une machine et qui matérialise leur axe de rotation géométrique s'appelle *axe* ou *arbre.*

Les *axes* ne sont prévus que pour supporter les pièces de rotation. Ils peuvent soit être fixes par rapport aux pièces qu'ils portent, soit tourner avec elles (l'axe peut alors faire corps avec elles). Quel que soit le cas, les efforts s'exerçant sur les pièces de rotation agissent sur leur axe comme des charges fléchissantes.

A la différence des axes, les *arbres* non seulement portent les pièces de rotation, mais transmettent encore le moment de torsion; il en résulte qu'en plus des efforts fléchissants, les arbres sont sollicités par un moment de torsion sur toute leur longueur ou sur une partie seulement.

Parfois un problème de construction peut être résolu en utilisant une quelconque des pièces mentionnées, arbre ou axe. Ainsi, la commande du tambour d'un mécanisme de levage de grue peut se faire suivant un des principes illustrés par la fig. 22.1.

Le tambour de la variante *I* est posé sur un axe fixe *1*; il est entraîné par un couple d'engrenages z_1 et z_2 dont le deuxième (z_2) est solidaire du tambour et tourne avec lui. La charge est transmise à l'axe au droit de l'ajustement du tambour.

Pour résoudre le même problème, la variante *II* fait intervenir un axe rotatif, le tambour étant fixé à l'axe *2* qui repose sur des paliers. La différence de sollicitations des axes *1* et *2* consiste dans le fait que la charge en service produite par le poids de la masse suspendue, du tambour, du dispositif de préhension, etc., étant la même quant à la direction et la valeur, fait subir à l'axe *1* une flexion unilatérale, et à l'axe *2*, une flexion symétrique.

Dans la variante *III*, le même problème fonctionnel est résolu en posant le tambour non pas sur un axe, mais sur l'arbre *3*. Le moment de torsion transmis par l'engrenage z_2 à l'arbre est recueilli par ce dernier sur le secteur *ab* pour être retransmis au tambour à travers ses moyeux clavetés sur l'arbre.

Pour prendre une décision sur l'application de telle ou telle variante il faut d'abord étudier toutes ses particularités: aptitude à la fabrication, spécifications de poids, commodité de montage, de l'entretien et du démontage, prix, etc.

La forme de l'axe géométrique détermine la division les arbres en *droits* et *coudés*. Ces derniers sont des pièces particulières

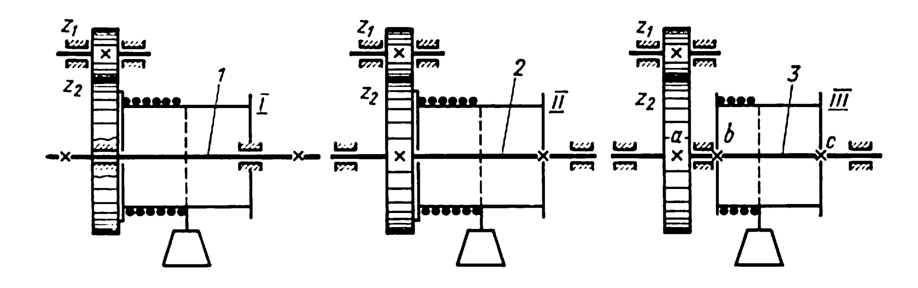


Fig. 22.1

étudiées dans les cours « Moteurs à combustion interne », « Compresseurs et pompes », etc.

Les arbres à axe géométrique courbe ou variable, dits *arbres flexibles*, forment un groupe à part.

Assemblage des arbres et axes avec des moyeux. L'interaction des arbres et des axes avec des pièces tournantes qu'ils portent est déterminée par le mode de leur assemblage (assemblages du type arbre-moyeu). Les prescriptions principales auxquelles ces assemblages doivent satisfaire sont les suivantes:

1) justifier le principe d'égale résistance, c'est-à-dire la capacité portante d'un assemblage ne doit pas être inférieure à celle des pièces accouplées;

2) chercher une construction qui ne réduise pas la résistance des pièces après montage, des arbres surtout;

3) assurer l'ajustement de l'arbre et du moyeu avec la précision et l'équilibre requis et durables;

4) le montage et le démontage doivent être simples et, s'il le faut, multiples, sans imposer d'usinage supplémentaire des surfaces d'ajustement;

5) l'aptitude à la fabrication de la construction doit correspondre à l'échelle de production imposée;

6) assurer l'interchangeabilité des pièces de l'assemblage, si possible sans ajustage manuel;

7) éliminer dans la mesure du possible l'usure en service des surfaces conjuguées.

Suivant le mode de liaison les pièces d'un assemblage du type arbre-moyeu (fig. 22.2) peuvent être rangées en trois groupes: assemblages *par friction*, *par adhésion* et *par entraînement*.

On rapporte aux premiers les assemblages avec serrage garanti, réalisés par montage sous presse; les assemblages où l'on pose dans le jeu annulaire entre l'arbre et le moyeu des éléments élastiques comprimés dans le sens axial (rondelles élastiques coniques, bagues, etc.) et d'autres.

Le deuxième groupe est composé d'assemblages dont l'élément de liaison est une couche de colle. Bien que l'expérience de l'utilisation de ce mode d'assemblage aux constructions considérées soit bornée il semble être prometteur.

Au groupe des assemblages par engrènement on rapporte les goupillages, les clavetages, les dentelures, les assemblages prismatiques (polygonaux), etc.

Les constructions d'assemblages utilisés en mécanique satisfont d'une façon différente aux prescriptions principales qui viennent d'être énoncées. C'est ce qui explique les recherches continues de nouvelles solutions fonctionnelles impulsionnées ces dernières années par l'augmentation des paramètres de charge.

Assemblage des arbres et des axes. Les arbres et autres pièces de rotation sont rendus solidaires à l'aide des *accouplements*. Ces dispositifs assument dans les machines modernes des fonctions les plus différentes et entre autres: accoupler un arbre moteur à l'arbre d'une machine d'exécution; accoupler entre eux les arbres des groupes isolés faisant partie d'une même chaîne de puissance; commander les machines: leurs démarrage et arrêt, le réglage de la vitesse, le renversement de marche, la protection contre la surcharge, l'emballement ou la rotation dans le sens inverse; amortir les vibrations et les chocs dus à une application violente de la charge; lier les parties isolées d'un « arbre composé » lorsque un arbre très long ne peut être exécuté d'une pièce.

D'après leur destination principale, on distingue les accouplements *permanents* et *temporaires* ou *embrayages*. Les premiers assurent la liaison permanente des arbres; les deuxièmes permettent de les embrayer ou débrayer.

La large application des accouplements a imposé leur normalisation et standardisation; les dimensions et autres paramètres de nombreux accouplements sont homologués par des normes nationales et des standards. Les dimensions nécessaires sont choisies d'après les tableaux des normes ou standards correspondants en partant du moment de torsion M_t et compte tenu des sollicitations supportées

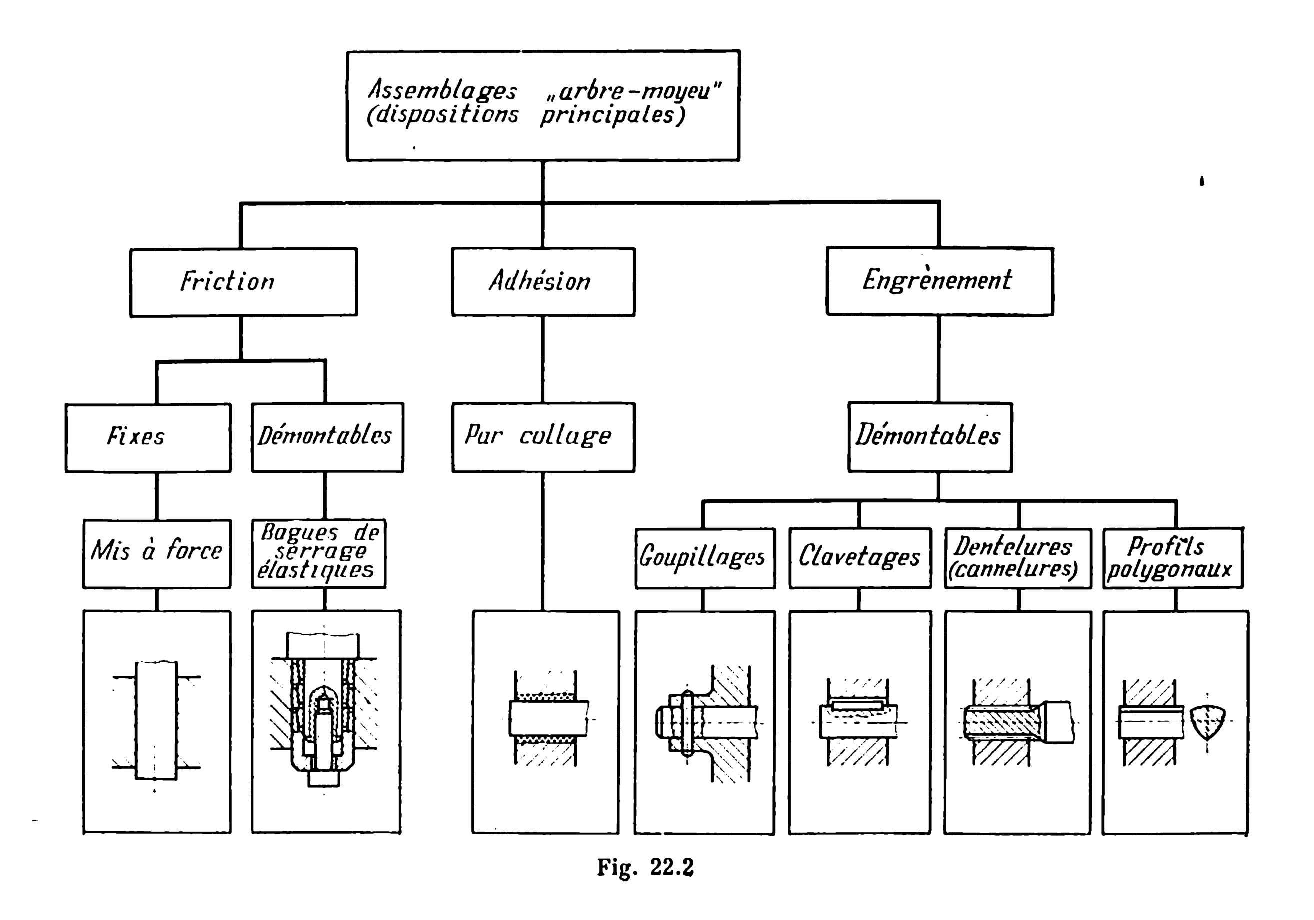

Assemblages „arbre-moyeu"
(dispositions principales)
Friction
Adhésion
Engrènement
Fixes
Démontables
Par collage
Démontables
Mis à force
Bagues de serrage élastiques
Goupillages
Clavetages
Dentelures (cannelures)
Profils polygonaux

Fig. 22.2

en service par les machines :

$$M_t = M_{nom}k = 97\,400\,\frac{P}{n}\,k \text{ kgf cm},$$

où M_{nom} est le moment de torsion nominal en kgf cm ;
k, le coefficient de sécurité ;
P, la puissance en kW ;
n, la vitesse de rotation en tr/mn.

La valeur du coefficient k varie dans de larges limites de 1 à 6 et dépend essentiellement du type du moteur de commande et de la machine d'exécution.

Types des paliers. Pour supporter les arbres et les axes, assurer leur position dans l'espace, amortir les efforts en service et les transmettre aux fondations, il existe des *organes d'appui*. Dans un sens

Organes d'appui	Glissement	Roulement	Combinés
Pour charges radiales			
Pour charges axiales			

Fig. 22.3

large on rapporte aux organes d'appui les paliers et les pièces de support. Suivant la direction de la charge appliquée on distingue les *paliers pour charges radiales*, perpendiculaires à l'axe de l'arbre ; pour *charges axiales* ; pour *charges mixtes*, prévus pour supporter simultanément les charges radiales et axiales.

D'après le type de frottement existant entre les surfaces animées d'un mouvement relatif, on distingue les *paliers lisses* et les *roulements*. La schématisation des paliers est donnée à la figure 22.3.

Dans les paliers lisses les éléments soumis au frottement sont séparés par un film de lubrifiant et le frottement des corps solides est ainsi remplacé par un frottement dans un liquide.

D'après le mode de frottement liquide on distingue les paliers *hydrodynamiques* et *hydrostatiques*. Dans les paliers du premier type la pression hydrodynamique n'apparaît dans le film d'huile qui

sépare les surfaces de frottement que lorsque ces dernières sont animées d'un mouvement relatif.

Dans les paliers hydrostatiques, le lubrifiant sépare les surfaces de l'arbre et du palier qu'ils soient en mouvement ou au repos, car ce lubrifiant est refoulé sous pression à partir d'une source extérieure (pompe).

Une caractéristique importante des paliers est donnée par les pertes par frottement qui sont fonction du coefficient de frottement.

Le coefficient de frottement f des paliers lisses varie en fonction de paramètres de service du palier (charges, vitesses, viscosité de l'huile) de 0,1 à 0,005. Dans les périodes de lancement, lorsque le tourillon et le palier donnent lieu à un frottement demi-sec, $f \approx 0,1$, et pour un régime de graissage limite, $f = 0,01$ à 0,06. En présence d'une couche de lubrifiant qui sépare les surfaces solides dans les paliers hydrodynamiques et hydrostatiques, $f = 0,001$ à 0,005.

Les pertes par frottement dans les paliers de roulement peuvent être évaluées à l'aide du coefficient de frottement réduit (ce coefficient est rapporté au diamètre de l'arbre qui porte le roulement).

Pour les roulements à billes, $f_{réd} \approx 0,001$ à 0,0025, pour les roulements à rouleaux, $f_{réd} \approx 0,0025$ à 0,0015.

Les pertes dans les paliers à roulement sont environ 10 fois inférieures à celles des paliers lisses qui travaillent dans un régime de graissage limite.

Le choix du type et des dimensions d'un palier est défini en premier lieu par la grandeur de la charge supportée par l'arbre, ainsi que par son caractère (statique ou dynamique) et la relation entre la charge et la vitesse. Les roulements supportent bien une grande charge statique à une vitesse relativement petite; ils autorisent une surcharge brève importante et la mise en marche sous pleine charge. Dans le cas d'un travail avec chocs, la longévité des roulements diminue brusquement, et le bruit augmente du fait de leur faible capacité amortissante. Dans les conditions d'une charge dynamique et de grandes vitesses, les paliers lisses travaillent mieux, qu'ils soient hydrodynamiques ou hydrostatiques; ces derniers autorisent un lancement sous pleine charge. La longévité des paliers hydrodynamiques et hydrostatiques est plus grande par rapport aux roulements. Les paliers lisses à frottement limite travaillent bien à de faibles vitesses; leur capacité portante diminue nettement avec l'augmentation du frottement.

Pour parer à l'usure dans la période de démarrage, lorsque la faible vitesse rend possible le contact des surfaces solides, on utilise des paliers combinés à frottement liquide qui associent les modes hydrodynamique et hydrostatique d'obtention de la pression dans un film d'huile. Le mode hydrostatique permet de réaliser un frottement liquide même dans le cas du repos relatif des surfaces de frottement.

Les paliers combinés constitués de paliers lisses et de roulements servent au même but: les roulements assurent le lancement à partir de l'état de repos et le travail à faible vitesse, lorsqu'il est impossible d'obtenir un frottement hydrodynamique.

En comparant les prix des paliers de différents types il faut tenir compte des considérations suivantes:

1. Le prix du projet est minimal pour des roulements qui travaillent dans des conditions normales du fait qu'il se ramène au choix d'après un catalogue. Le prix du projet des paliers à roulement est bien plus élevé s'ils sont prévus pour travailler dans des conditions particulières; il en est de même pour des paliers hydrodyna-

Tableau 22.1

Evaluation comparative de certaines propriétés des paliers lisses et des roulements

Facteur de comparaison	Palier lisse	Roulement
Supporte une charge		
constante	Bien	Bien
variable	Bien	Bien
dynamique	Bien	Mal
Frottement au démarrage	Fort	Faible
Dimensions:		
radiales	Petites	Grandes
axiales	(1/4 à 2) d du tourillon	(1/5 à 1/2) d du tourillon
Amortissement des vibrations	Bon	Mauvais
Bruit	Nul	Bruyant dans les cas courants; le niveau du bruit est déterminé par la qualité de fabrication, la vitesse de rotation et la résonance du carter
Démarrage à basse température	Difficile	Facile
Fonctionnement à des températures élevées	Délimité par le graissage	Délimité par le graissage
Longévité	Très grande sauf certains paliers à charge variable	Délimitée par la résistance à la fatigue des éléments du palier
Prix	Très bas dans la fabrication en masse	Modéré mais peu variable en fonction de l'échelle de fabrication
Facilité de remplacement	Dépend de la construction de l'ensemble. Impose généralement la rectification ou le grattage du tourillon	Dépend de la construction. Dans le cas général, n'impose aucune réparation du tourillon

miques du fait que ces deux cas peuvent imposer une vérification expérimentale des constructions conçues.

Le prix du projet des paliers hydrostatiques est également élevé par suite d'un système de graissage compliqué.

2. Pour une même précision, le prix de fabrication des paliers lisses est généralement plus faible que celui des paliers à roulement.

3. Les frais d'exploitation sont déterminés par le type du système de graissage; ils sont généralement plus faibles pour les roulements que pour les paliers lisses.

L'évaluation comparative de certaines propriétés des paliers lisses et des roulements est donnée dans le tableau 22.1.

Dans le cas d'un frottement hydrodynamique, la longévité des paliers lisses est illimitée et celle des paliers à roulement diminue aves l'augmentation de la charge et de la vitesse. Les épreuves comparatives des paliers lisses et à roulement ont montré que déjà à de faibles vitesses de glissement (de l'ordre de 1 m/s), un palier lisse, même sous régime de graissage limite, possède une capacité de charge plus grande qu'un palier de roulement de même envergure.

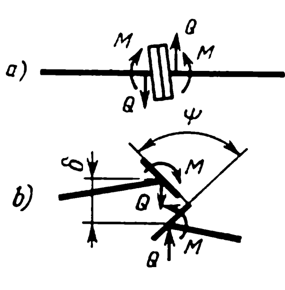


Fig. 22.4

Il semble que la longévité d'un palier à roulement est toujours plus faible que celle d'un palier lisse qui travaille avec un frottement hydrodynamique et des démarrages relativement rares. Dans un palier combiné, le palier lisse travaille uniquement dans les conditions d'un frottement hydrodynamique du fait de l'existence d'un jeu minimal, suffisant pour séparer les surfaces solides par un film de lubrifiant assez épais.

La longévité du palier lisse dans un palier combiné est illimitée; quant au palier à roulement, sa longévité est déterminée par le régime de son service pendant les démarrages et les arrêts. Dans un appui combiné, le palier lisse subit la charge en supprimant ainsi la sollicitation du palier à roulement; la charge du palier lisse est d'autant plus grande que la vitesse de rotation est plus élevée.

Lors de l'établissement du projet du groupe de pièces considéré, il faut retenir que du fait qu'elles se rapportent à des éléments conjugués, le choix des schémas de calcul doit tenir compte de celles des particularités de sollicitation qui sont déterminées par les conditions d'interaction de ces pièces.

La figure 22.4,*a* représente deux arbres solidarisés par les brides de manchons; par suite des défauts de fabrication et de montage les centres des brides avaient avant l'assemblage (fig. 22.4,*b*) un écart δ et leurs faces actives formaient un angle ψ. Pour assembler ces brides il fallait appliquer à chacune d'elles un certain effort Q et un moment M. Les contraintes supplémentaires conditionnées par

ces efforts s'exerçant dans les sections des arbres sont variables. Leur valeur maximale dépend des écarts δ et ψ, des dimensions de l'arbre et de la disposition des paliers le long de l'arbre.

La figure 22.5 montre de façon exagérée la position relative des bagues des paliers à roulement et des roues dentées dans le cas d'un

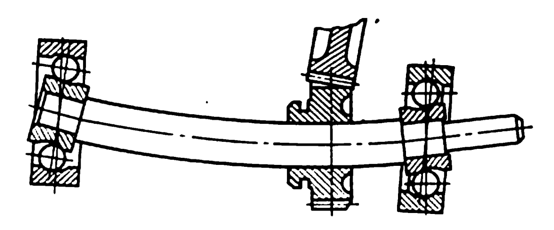


Fig. 22.5

arbre insuffisamment rigide. Des gauchissements importants entraînent une distribution irrégulière de la charge suivant les lignes de contact des roues, entre les éléments des paliers et aux surfaces conjuguées de l'accouplement arbre-moyeu, ce qui diminue leur longévité.

CHAPITRE 23

Arbres et axes. Assemblages arbre-moyeu

CONSTRUCTION DES ARBRES ET DES AXES

Arbres et axes droits. Les formes des arbres et des axes sont déterminées par leur fonction, l'allure et la valeur des charges qu'ils subissent, le mode de fixation des pièces qu'ils portent, les conditions de leur montage sur l'ensemble, la gamme de leur fabrication, etc.

La forme d'un arbre est obtenue par tournage à partir d'une ébauche prise sur une barre ou une pièce brute de forge et par rectification ultérieure des surfaces d'ajustement; les arbres devant supporter des efforts importants sont rectifiés sur toute leur longueur.

Les axes et les arbres usuels sont généralement conçus et fabriqués en forme de tiges cylindriques profilées (plusieurs secteurs de diamètres différents), et plus rarement lisses (d'un même diamètre sur toute la longueur). Du point de vue technologique, les axes et les arbres à diamètre constant sont les plus simples. Pourtant leurs surfaces ne conviennent pas à l'allure des sollicitations de ces pièces,

qui varie suivant la longueur; ces formes sont également condamnées pour des considérations relatives au montage et aux réparations, car elles compliquent les opérations d'assemblage et de démontage de l'ensemble, ainsi que la fixation des pièces montées sur ces axes et ces arbres, et la fixation de ces derniers sur leurs appuis.

Le choix des diamètres des surfaces d'ajustement (tourillons, dentures, cannelures, etc.) doit être guidé par la norme nationale des dimensions linéaires adoptée en construction mécanique.

Lorsque le nombre d'épaulements à réaliser sur un arbre est très grand, la restriction qui consiste à ne faire qu'à des diamètres normalisés peut créer des difficultés; il est alors permis de s'écarter de la norme pour les parties de l'arbre ne servant pas de portées.

En étudiant la forme d'un arbre profilé, les diamètres des épaulements doivent être choisis de telle sorte que chaque pièce montée sur l'arbre puisse glisser sans contrainte jusqu'au droit de son ajustement. Le système d'alésage normal en construction mécanique permet de réaliser des ajustements différents par rectification des parties isolées de l'arbre à partir de la dimension nominale donnée jusqu'aux dimensions conformes aux ajustements imposés.

La longueur de chaque portée d'un arbre profilé dépend de la longueur du moyeu de la pièce montée à force; il faut chercher à faire le moyeu un peu plus long que la partie d'appui correspondante de l'arbre (cf., par exemple, fig. 23.8,*c*) pour décharger les couches superficielles de l'arbre des pressions de contact importantes.

Les arbres et les axes peuvent être *pleins* ou *creux*; ces dernières années l'utilisation des arbres creux devient plus fréquente. Ce fait s'explique d'abord par la diminution du poids de la pièce et une susceptibilité plus faible à la concentration de contraintes. Ainsi, par exemple, pour une résistance pratiquement égale d'un arbre plein de diamètre d et d'un arbre creux de même diamètre extérieur et de diamètre du trou d_1 avec $\beta = \frac{d_1}{d} = 0,5$, le poids de l'arbre creux est environ de 25 % inférieur à celui d'un arbre plein. Dans le cas d'un faible encombrement de la machine étudiée, on peut faire passer par le creux de l'arbre ou de l'axe d'autres pièces (arbres, tringles de commande, etc.).

En choisissant une construction, il faut pourtant retenir que les arbres et les axes creux peuvent coûter plus cher.

La fig. 23.1 représente la construction de l'ensemble et de l'arbre (*1*) du mécanisme de pivotement d'une grue à portique de 10 tonnes; la forme de l'arbre est établie ici en tenant compte des contraintes appliquées, des prescriptions imposées aux pièces montées sur l'arbre, de la nature de l'ajustement de ces pièces, etc.

Le raccordement de deux parties de différents diamètres d'un axe ou d'un arbre s'appelle *congé*. Pour affaiblir la concentration de contraintes dans cette zone, il faut chercher à établir des congés

aux rayons les plus grands possibles ($r > 0{,}1\ d$, fig. 23.2,*a*) ou leur conférer une forme spéciale. Ainsi le raccordement d'un congé suivant une courbe elliptique (fig. 23.2,*b*) accroît de 10 à 20 % l'endurance de la pièce. Le même effet s'obtient avec un congé exécuté suivant la figure 23.2,*d* ou avec des congés exécutés suivant deux

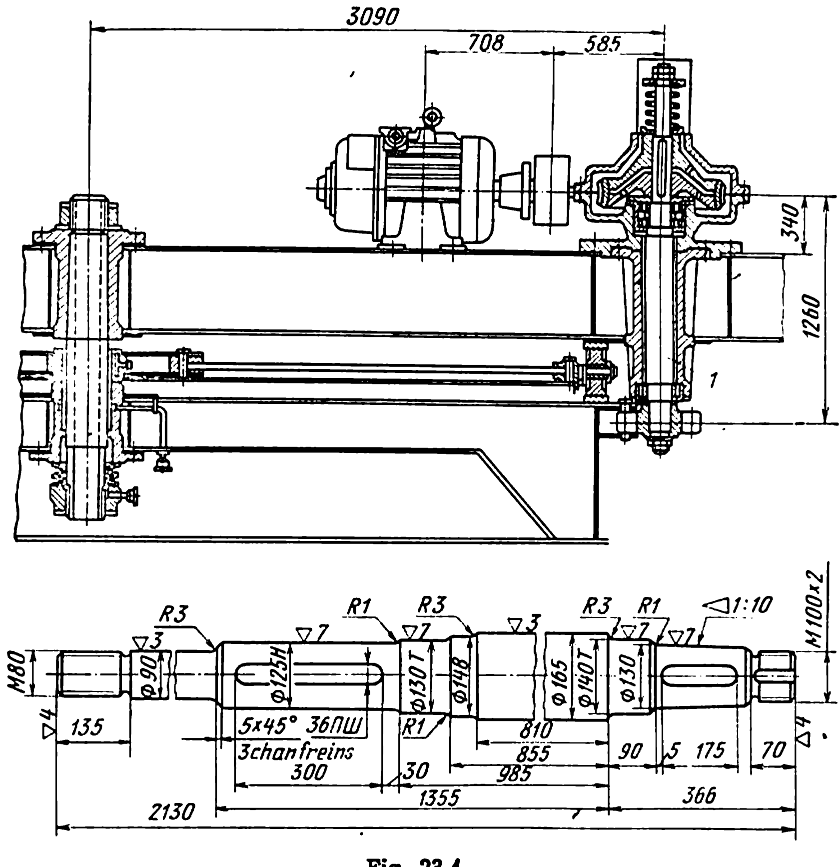


Fig. 23.1

ou trois rayons (c'est-à-dire dont le tracé du profil se fait avec des rayons différents, le rayon maximal raccordant le congé à la partie de l'arbre de diamètre d plus petit).

La meilleure solution permettant d'obtenir un coefficient de concentration de contraintes k_σ (k_τ) ≈ 1 est celle des raccordements dits déchargés ou dispercés (fig. 23.2,*c*), qui est pourtant limitée par la longueur du raccordement ($\approx 1{,}6\ d$) dans les limites duquel la mise en place d'une pièce est impossible.

Les gorges établies souvent pour assurer le débouché des meules (fig. 23.2,*e*) réduisent nettement la résistance des arbres par suite d'une concentration de contraintes importante qu'elles provoquent; elles ne sont admissibles que dans les secteurs peu chargés (par exemple, dans les arbres de la majorité des machines-outils).

Ce qui vient d'être dit concerne également les rainures prévues pour loger des bagues élastiques employées pour la fixation axiale des pièces montées sur les arbres.

Les embases ou les épaulements poursuivent le même but, celui d'assurer l'arrêt longitudinal de la pièce portée par l'arbre ou de l'arbre par rapport aux organes d'appui. Or, le coefficient de concentration de contraintes dépend non seulement de $\frac{r}{d}$ mais encore de $\frac{D}{d}$. Dans le cas d'une grande différence entre les diamètres, ainsi que dans celui des congés qui donnent lieu à une forte concentration de contiaintes, la valeur de k_σ peut être réduite à l'aide de gorges

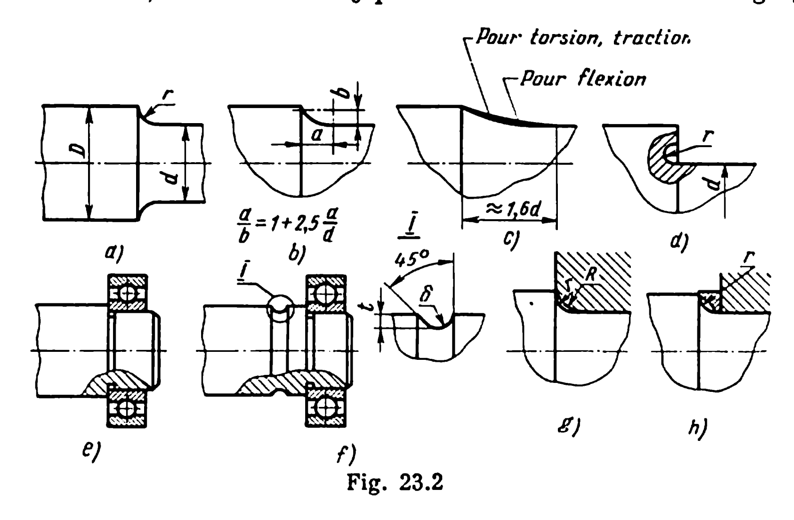


Fig. 23.2

de décharge (fig. 23.2,*f*). Parfois il est commode de bloquer les pièces à l'aide des bagues entretoises (fig. 21.6) et par d'autres procédés analogues qui rendent inutiles les embases.

Pour satisfaire aux prescriptions de montage, le rayon du congé r doit être légèrement inférieur au rayon R de la partie correspondante de la pièce à monter (fig. 23.2,*g*). Si le rayon de congé obtenu dans ces conditions est trop petit, ce qui peut entraîner l'augmentation de k_σ, il convient d'utiliser des bagues intermédiaires (fig. 23.2,*h*) placées entre l'épaulement et la pièce pour augmenter le rayon r jusqu'à la valeur imposée par les conditions de résistance. Les congés exécutés suivant la figure 23.2,*d* présentent dans ce sens également

certains avantages car ils permettent de mettre à profit toute la longueur de l'ajustement de l'arbre.

D'après leur destination, les parties d'un arbre (axe) peuvent servir *d'appui*, *de portée*, *de raccordement*.

Les parties des arbres et des axes servant d'appui s'appellent *tourillons*. Certaines constructions des tourillons parmi les plus fréquentes sont représentées sur les figures 23.3,*a-h*.

Les tourillons qui reçoivent des réactions radiales se nomment *tourillons d'extrémité*, et *tourillons intermédiaires* s'ils ne sont pas en bout.

Les tourillons qui supportent des réactions axiales s'appellent *pivots*.

Les formes fonctionnelles des tourillons sont définies par la direction et la grandeur des réactions d'appui, les prescriptions

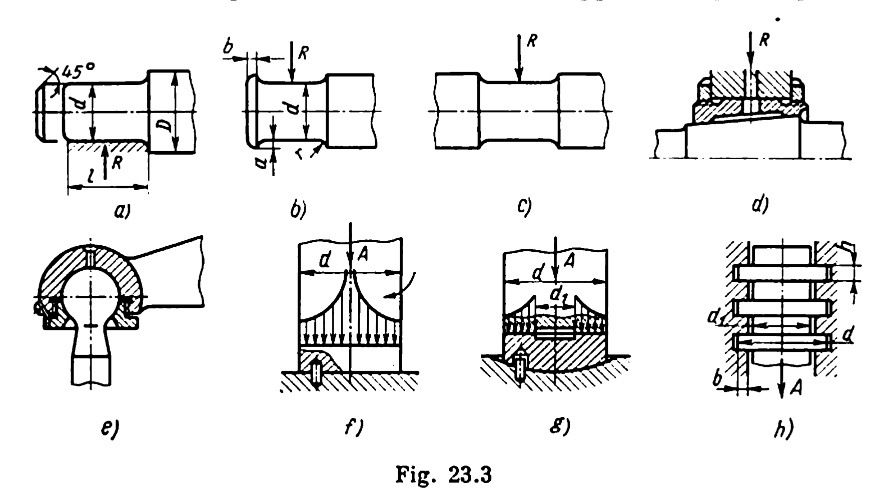


Fig. 23.3

imposées par la fixation, le rattrapage des jeux, la compensation de l'usure, ainsi que par la gamme de fabrication.

La construction d'un tourillon doit être conforme à celle de l'organe d'appui.

L'embase (épaulement) formée par l'exécution d'un *tourillon d'extrémité cylindrique* (fig. 23.3,*a*) est utilisée pour l'arrêt de l'arbre (axe) dans le sens axial. L'exécution d'une telle embase à l'autre bout de l'arbre ou de l'axe limite également le déplacement axial de cette pièce dans le sens opposé. Dans certains cas ce mode de fixation est inadmissible du fait qu'il empêche le libre allongement de l'arbre ou de l'axe dans les conditions d'une variation brusque de température. La fixation n'est alors possible qu'à l'un des bouts de la pièce (fig. 23.3,*b*). Ce mode de montage d'un arbre ou d'un axe présente encore l'avantage d'atténuer la rigueur de la

précision imposée à la distance entre les paliers. Pour les paliers lisses, la longueur relative du tourillon $\varphi = \frac{r}{d}$ (fig. 23.3,*a*) varie de 0,3 à 2,0 en fonction de la construction du palier.

Les classes de finition établies pour les tourillons sont: pour recevoir des paliers à roulement, de ▽6 à ▽9 suivant la classe de précision du palier et le diamètre; pour recevoir des paliers lisses, de ▽7 à ▽9 suivant les conditions de service.

Les tourillons *coniques* (fig. 23.3,*d*) s'emploient lorsqu'il faut rattraper en service le jeu radial. Ce rattrapage s'opère par déplacement axial de l'arbre ou du palier.

L'usage des tourillons *sphériques* ou *à rotule* (fig. 23.3,*e*) est indiqué lorsque l'axe du tourillon est susceptible de réaliser en service un déplacement angulaire dans l'espace. Le domaine d'application de tels tourillons est limité par les difficultés de la réalisation d'une précision imposée lors de l'exécution de leurs surfaces et du coussinet du palier.

La surface active d'un *pivot* (fig. 23.3,*f*) est constituée par le champ plan de la pièce. L'étude a montré que sur ce champ la distribution des pressions unitaires est inégale. Un pivot *annulaire* (fig. 23.3,*g*) améliore cette distribution.

Lorsque la valeur pratique de la pression unitaire exercée sur la surface d'appui d'un pivot annulaire dépasse le seuil admissible, parfois on fait appel à des pivots *à cannelures* (fig. 23.3,*h*), modification d'un pivot annulaire. La charge affecte ici, bien que d'une manière inégale, plusieurs collets parallèles. Les inconvénients principaux d'une telle construction sont les pertes par frottement relativement importantes, la fabrication et le montage difficiles par suite de la nécessité d'assurer la distribution de la charge sur tous les collets.

Les formes fonctionnelles des portées des arbres et des axes sont déterminées par le mode de fixation des pièces à monter. Le choix de la construction de l'assemblage dépend de la valeur et de la direction de la charge, des spécifications imposées par l'aptitude à la fabrication, le montage, etc.

Les assemblages les plus usités en construction mécanique sont étudiés dans ce qui suit.

Vilebrequins. La figure 23.4,*a* représente un arbre coudé ou vilebrequin. Ses éléments principaux sont: *tourillons*, secteurs d'appui reposant sur des paliers montés dans le corps de la machine (bâti); *manetons*, parties de vilebrequin associées aux bielles; *joues*, génératrices des coudes, éléments reliant les tourillons et les manetons en une construction unique de l'arbre plein ou composé.

Les tourillons peuvent être *pleins* (fig. 23.4,*b*) ou *creux* (fig. 23.4,*c*); les chambrages peuvent avoir une forme cylindrique (fig. 23.5,*a*) ou être exécutés en tonneau (fig. 23.5,*b*), etc.

Les coudes d'un vilebrequin peuvent être disposés dans le même plan ou former un angle entre eux suivant la disposition des cylindres. Les joues peuvent être perpendiculaires (fig. 23.4,*b*, *c*) à l'axe de l'arbre ou former avec ce dernier un angle quelconque (fig. 23.4,*d*) ; avec les joues obliques la distribution des lignes de force au sein d'un flux est bien meilleure. La possibilité d'utiliser des vilebrequins à joues obliques est déterminée par la distance entre les cylindres correspondants.

Suivant la forme on distingue les joues *rectangulaires*, *rondes*,

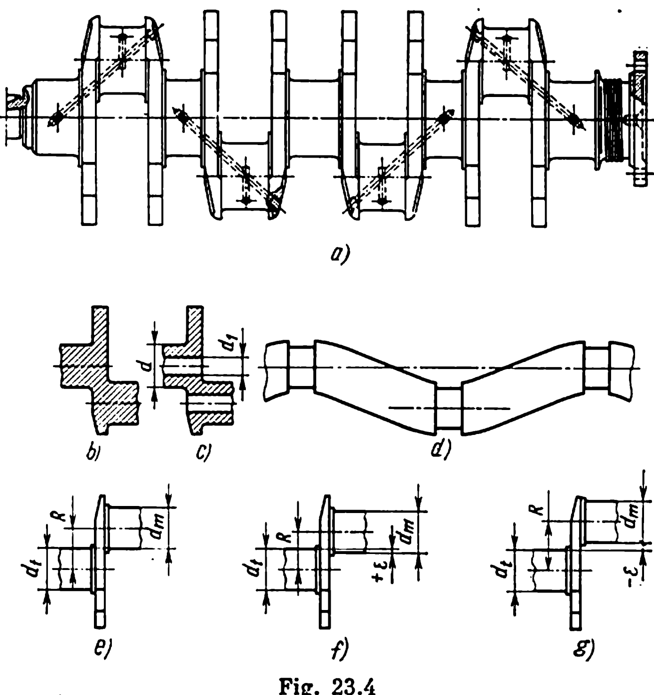


Fig. 23.4

elliptiques. Dans des cas importants, pour accroître la résistance des vilebrequins, on donne aux joues des formes *spéciales*.

Par *recouvrement des tourillons* (fig. 23.4,*e-g*) on entend la grandeur

$$\varepsilon = 0{,}5\,(d_t + d_m) - R,$$

où R est le rayon du vilebrequin ;

d_t et d_m, les diamètres du tourillon et du maneton.

Le *coefficient de recouvrement* est le rapport

$$\frac{R}{R+\varepsilon};$$

il peut être nul (fig. 23.4,*e*; $\varepsilon = 0$), positif (fig. 23.4,*f*; $\varepsilon > 0$) ou négatif (fig. 23.4,*g*; $\varepsilon < 0$).

Voici l'influence du recouvrement établie expérimentalement: pour des valeurs $\frac{R}{R+\varepsilon} = 0{,}95;\ 1{,}0;\ 1{,}05$ les limites de fatigue des arbres constituent respectivement 125, 100 et 75 %.

De même que pour les arbres lisses, les congés des vilebrequins sont des zones de concentration de contraintes importante dont le maximum se situe au droit du raccordement des surfaces cylindrique et courbe du tourillon. Pour diminuer le coefficient de concentration

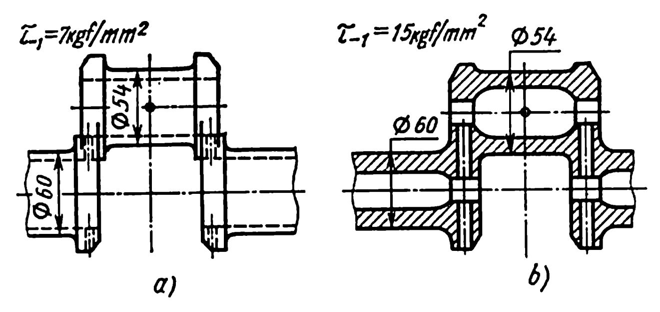


Fig. 23.5

de contraintes, il est recommandé de choisir dans le cas des congés circulaires à courbure constante $r \geqslant (0{,}06$ à $0{,}08)\,d$, où d est le diamètre du tourillon.

La concentration des contraintes est bien plus faible dans le cas des congés à courbure variable (de forme elliptique, parabolique

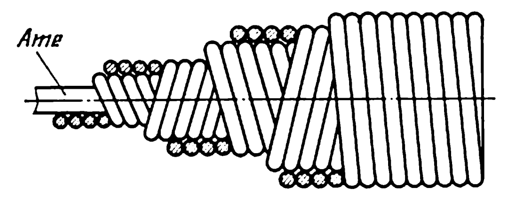


Fig. 23.6

ou exécutés avec deux rayons). Pour mieux utiliser la longueur du tourillon, on pratique des lamages taillés dans la joue et parfois dans le tourillon même.

Lors de l'établissement du projet d'un vilebrequin un problème important est celui de la disposition des conduites pour l'amenée d'huile.

Les vilebrequins se rapportent aux éléments de machines spéciaux. Les problèmes relatifs à leur construction font l'objet d'étude des ouvrages appropriés.

La figure 23.5,*b* représente une variante de construction d'un

vilebrequin (fig. 23.5,*a*) qui, pour les mêmes dimensions de départ, augmente de deux fois son endurance.

Arbres flexibles en fil metallique. Les arbres flexibles en fil métallique s'emploient pour la transmission du mouvement soit entre les pièces dont la disposition des axes rend impossible une liaison rigide, soit lorsque la position relative des axes varie en service. Parfois ils sont utilisés pour la transmission du mouvement entre les arbres coaxiaux.

La transmission par arbres flexibles trouve une large application dans les commandes des vibrateurs à béton, marteaux-piqueurs, appareils de commande et de contrôle à distance, dispositifs pour le nettoyage des coques de navires, etc. Son usage est surtout indiqué pour les appareils électriques variés susceptibles de mécaniser de nombreuses opérations nécessitant une quantité de travail importante.

L'arbre flexible (fig. 23.6) est constitué de plusieurs couches de fil en acier au carbone ou en bronze enroulées successivement l'une

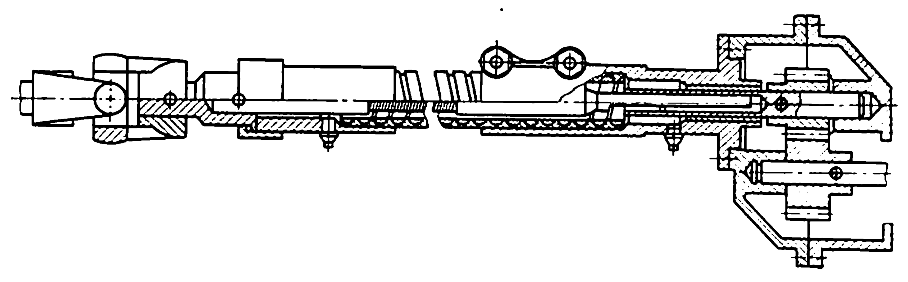


Fig. 23.7

sur l'autre. La première couche s'enroule sur une âme qu'on peut par la suite extraire de l'arbre ou laisser à l'intérieur.

Par sa construction l'arbre ressemble à un ressort à boudin à plusieurs couches de spires adhérentes les unes aux autres. Les couches adjacentes sont enroulées en sens contraire. La rotation de l'arbre doit s'effectuer de telle façon que lors de la transmission du moment de torsion le ressort qui forme la couche extérieure s'enroule. L'épaisseur des fils va, généralement, en augmentant du centre vers la couche extérieure, et dans les constructions exécutées en série varie de 0,3 à 3 mm ; chaque couche comprend entre 4 et 12 fils, le nombre de couches est au maximum de 8.

La figure 23.7 représente à titre d'exemple la construction d'une commande de transmission de puissance par un arbre flexible.

On exige principalement des arbres flexibles des transmissions de puissance qu'ils aient une bonne tenue à l'usure et soient flexibles. Pour les arbres des mécanismes de commande et de contrôle, la flexibilité et la rigidité à la torsion sont déterminantes. Pour

augmenter la flexibilité des arbres on les fait en plusieurs couches de fil de faible épaisseur.

La *gaine* blindée est une sorte de palier élastique recevant les efforts transmis à l'arbre. D'autre part, elle retient à la surface de l'arbre la graisse consistante, protège l'arbre contre l'encrassement et les opérateurs contre les accidents éventuels, prévient les ruptures et la formation de boucles en service.

Les *embouts* des arbres flexibles servent à l'accouplement de ces derniers à l'arbre du moteur et à l'arbre de la machine d'exécution.

Les *raccords de la gaine* servent à la fixation de celle-ci au moteur et à la machine d'exécution. Souvent ils servent également de palier à l'embout.

Le calcul théorique des arbres flexibles ne fournit pas encore de données nécessaires pour établir le projet des arbres. Dans les cas courants, le problème se ramène au choix guidé par la nomenclature des arbres fabriqués en série par l'industrie, en fonction de la charge imposée et suivant les conditions de service.

Matériaux. Suivant les conditions de service des arbres et des axes qui viennent d'être exposées, les matériaux employés pour leur exécution doivent avoir des caractéristiques de résistance assez élevées, une susceptibilité à la concentration des contraintes aussi faible que possible, une bonne aptitude aux traitements thermiques et thermochimiques pour atténuer l'effet de la concentration des contraintes et améliorer la tenue à l'usure des tourillons, une bonne usinabilité.

Compte tenu de ces impératifs, les axes et les arbres se font en acier normalisé au carbone 25, 30, 40 et 45 ou en Cт. 3, Cт. 4, Cт. 5, normal ou amélioré. L'acier 45 est le plus usité car il se distingue par une bonne usinabilité. Un traitement thermique approprié peut lui conférer des propriétés mécaniques élevées (jusqu'à $\sigma_{ttr} \geqslant 80$ kgf/mm², $\sigma_{éc} \geqslant 55$ kgf/mm²). Le renforcement de dureté locale, nécessaire pour améliorer la tenue à l'usure des tourillons, s'obtient par trempe et revenu de cet acier jusqu'à HRC 40 à 50.

Pour réaliser des diamètres minimaux et accroître la tenue à l'usure des tourillons des arbres prévus pour résister à de grands efforts on emploie également des aciers alliés de diverses nuances soumis à des traitements thermiques ou thermochimiques. Leur utilisation est limitée toutefois par leur prix élevé et leur susceptibilité marquée à la concentration des contraintes. De plus, il n'est pas toujours possible de mettre à profit leurs bonnes propriétés mécaniques, car souvent le faible diamètre de l'arbre obtenu par calcul n'est pas en mesure d'assurer la rigidité imposée.

Ces dernières années une tendance se fait jour d'exécuter les arbres et les axes en fontes inoculées très résistantes, peu susceptibles à la concentration des contraintes technologiques et fonctionnelles, et plus aptes que l'acier à amortir les vibrations éventuelles.

CONSTRUCTIONS DES ASSEMBLAGES ARBRE-MOYEU (PAR FRICTION ET PAR ENGRÊNEMENT)*

On associe aux assemblages par *friction* ceux qui s'obtiennent à l'aide des *montages à force*, des *bagues de serrage élastiques* et *par pincement*. Ces assemblages se distinguent par la transmission de la charge qui s'effectue sans modifier la forme circulaire de la section droite d'un arbre (axe) et de la surface intérieure du moyeu de la pièce montée, la transmission de la charge étant assurée par les forces de frottement développées sur les surfaces conjuguées des pièces assemblées.

Les constructions principales des assemblages par *engrènement* sont: *clavetages longitudinaux et transversaux*, *assemblages dentelés* (*cannelés*), *assemblages par goupilles*, *emmanchements sans clavettes* (*profils polygonaux*). Dans ces assemblages la transmission de la charge est assumée par des pièces spéciales (goupilles, clavettes), par des éléments correspondants des pièces assemblées (dents, cannelures) ou par des formes spéciales de ces mêmes pièces.

Assemblage des pièces par montage à force. Le type le plus courant est celui des *ajustements pressés* dans lesquels le serrage est assuré par les pièces assemblées elles-mêmes. A titre d'exemple, on peut citer l'assemblage d'un essieu-axe avec les roues du matériel roulant des chemins de fer (fig. 23.8,*a*), la pose des bandages rapportés sur ces mêmes roues, des roulements sur les arbres et les axes (fig. 23.2,*e*), celle de la couronne d'une roue à vis sans fin sur le corps de roue (fig. 23.8,*b*), de diverses bagues sur les corps, etc.

Ces assemblages se distinguent par la simplicité de construction, le bon centrage et une sécurité définie par le choix approprié des gammes d'usinage des surfaces conjuguées (état de surface et précision de sa géométrie) et de montage.

Leurs inconvénients sont a) la vérification difficile de leur degré de sécurité en cours de montage; b) la nécessité d'une précision élevée des surfaces d'ajustement; c) la diminution brusque de la résistance à la fatigue des arbres (dans les assemblages du type arbre-moyeu) du fait de la concentration des contraintes provoquée par l'ajustement avec serrage, ainsi que par le frottement (corrosion du frottement) des surfaces conjuguées; d) la détérioration des surfaces conjuguées lors de la dépose à force qui réduit la sécurité de l'assemblage après les montages réitérés de ces mêmes pièces, etc.

L'assemblage à la presse impose l'application d'un effort axial qui déplace à la valeur prévue une pièce par rapport à l'autre. La forme des bords des surfaces conjuguées influe sur la valeur de

---

* Les renseignements relatifs aux constructions et au calcul des assemblages sont généralisés; ils concernent également les cas où les pièces assemblées ne sont pas en toute rigueur ni arbre ni moyeu (celui, par exemple, de la pose à force de la couronne dentée sur une roue à vis sans fin, etc.).

l'effort nécessaire pour le montage à force et sur l'état de surface. Les formes et les dimensions recommandées sont données sur la figure 23.9. Un chanfrein pratiqué à la face de la pièce femelle améliore le centrage lors de l'exécution de l'opération.

Une autre méthode consiste à échauffer la pièce femelle ou à refroidir la pièce mâle jusqu'à la température à laquelle la deuxième

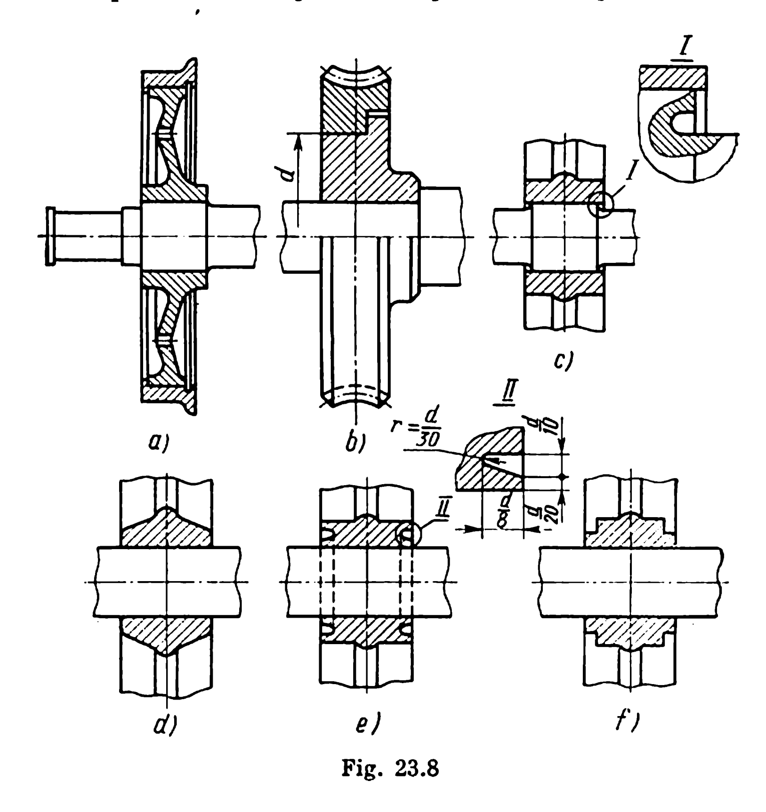


Fig. 23.8

pièce devient susceptible d'être introduite librement dans la première. Les ajustements réalisés par échauffement ou refroidissement sont plus résistants (de 2,5 fois environ) que ceux obtenus par assemblage sous presse, car la pose à force aplanit les rugosités des surfaces conjuguées.

On a proposé récemment un procédé de montage et de démontage des pièces à l'aide d'une couche d'huile refoulée sous haute pression (1000 à 2000 atm) dans la zone de conjugaison des pièces. Ce procédé présente de nombreux avantages sur les modes d'assemblage courants ; avant tout, il accroît la sécurité surtout dans le cas des montages à force répétitifs, car alors l'état des surfaces conjuguées

n'est pas dégradé. Les assemblages ainsi réalisés peuvent être considérés comme démontables.

Le montage à force diminue nettement l'endurance des arbres et des axes.

Pour renforcer leur endurance de 1,5 à 2 fois on peut augmenter le diamètre de la partie connexe au moyeu (la longueur du moyeu doit être quelque peu supérieure à celle de l'ajustement sur l'arbre,

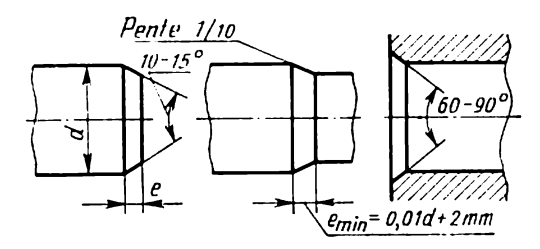


Fig. 23.9

fig. 23.8,*c*), ce qui réduit les contraintes nominales; choisir des formes optimales des congés (à deux ou trois rayons ou suivant la figure 23.8,*c*) et diminuer ainsi le coefficient de concentration des contraintes; arrondir l'arête vive du moyeu; augmenter le refoulement du moyeu dans la zone de ses joues (fig. 23.8,*d-f*) ou appliquer des formes spéciales d'alésage du moyeu pour atténuer l'inégalité de distribution des pièces de contact sur les surfaces associées, etc.

Assemblages par bagues de serrage élastiques. La figure 23.10 représente des assemblages avec des bagues de serrage élastiques (fig. 23.10,*a*). Le serrage axial des bagues (fig. 23.10,*b*) comprime la bague intérieure *1* et distend la bague extérieure *2*, le diamètre de cette dernière augmente. Une grande pression axiale développée par les bagues élastiques donne lieu à des forces de frottement importantes développées sur les surfaces de contact (arbre-bague intérieure, bagues *1-2*, bague extérieure-moyeu), ce qui assure la transmission de la charge. Les bagues se font en acier spécial, elles sont soumises à un traitement thermique.

Parmi les avantages que présentent les assemblages de ce type il y a: réduction minimale de l'endurance par rapport à d'autres dispositifs de ce type; possibilité de réaliser des montages et des démontages multiples sans affecter la sécurité; positionnement précis de la pièce montée à force sous des tolérances moins rigoureuses que dans le cas d'un ajustement pressé et fixation de la pièce en un point quelconque de l'arbre (fig. 23.10,*c*, *d*); simplicité du réglage de la position angulaire de la pièce montée sur l'arbre.

Leurs inconvénients sont: utilisation des bagues élastiques, pièces spéciales d'exécution précise (pratiquement avantageuse dans

le cas d'une fabrication centralisée); augmentation du diamètre du moyeu monté à force.

L'assemblage peut être constitué par un ou plusieurs jeux de bagues élastiques (dans les cas courants pas plus de trois).

La finition des surfaces actives influe sur la capacité portante de l'assemblage. La classe de finition optimale des surfaces associées est 8 pour des bagues en aciers Ст. 3 ou 40.

Clavetages. Les clavetages longitudinaux sont très courants vu la simplicité et la sûreté de leur construction, leurs montage et démontage aisés, le faible prix, etc.

Parmi leurs graves inconvénients il faut citer:

1) la réduction de la capacité portante des pièces solidarisées due à la diminution de leur section par les rainures, méplats et

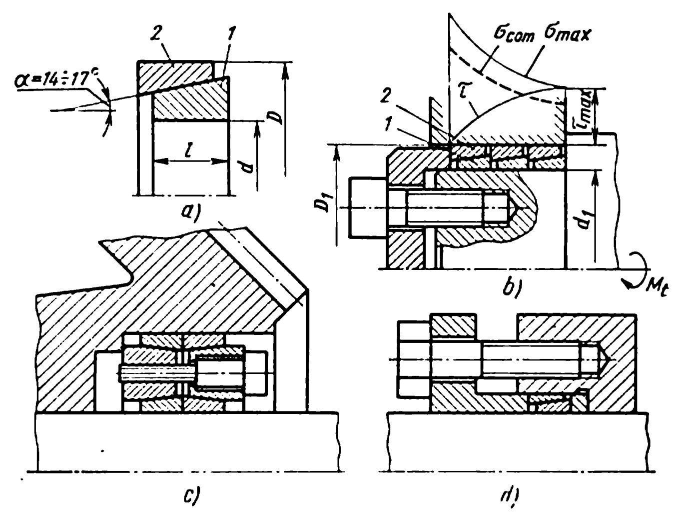


Fig. 23.10

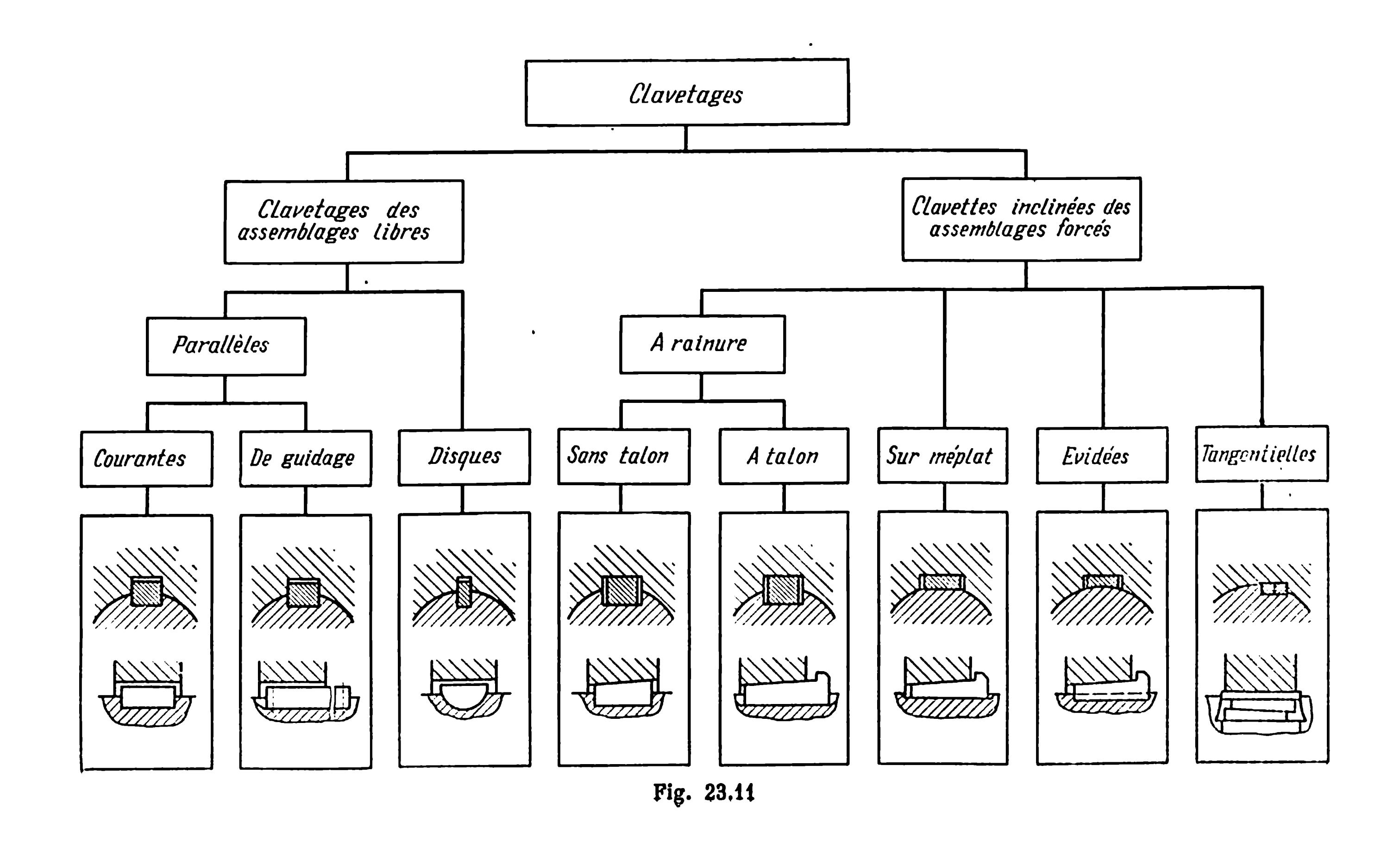
trous prévus pour le logement des clavettes, ainsi que la concentration importante des contraintes dans ces sections;

2) la difficulté de la mise en place précise (concentrique) des pièces.

Les constructions principales des clavettes et des assemblages par clavettes longitudinales sont normalisées (fig. 23.11). Les normes prévoient trois groupes de clavettes: *inclinées, parallèles et disques.*

Le groupe des clavettes inclinées qui forment des assemblages *forcés* est constitué par les clavettes *à rainure et tangentielles*; on y associe également les clavettes *sur méplat* et *évidées.*

La section droite des clavettes à rainure et sur méplat est rectangulaire; la face de la clavette évidée qui prend contact avec l'arbre


Clavetages
Clavetages des assemblages libres
Clavettes inclinées des assemblages forcés
Parallèles
A rainure
Courantes
De guidage
Disques
Sans talon
A talon
Sur méplat
Evidées
Tangentielles
Fig. 23.11

constitue une surface cylindrique de même rayon que celui de l'arbre. C'est là un avantage des clavettes de ce type car elles n'imposent pas l'exécution de rainure ou de méplat sur l'arbre. Les clavettes à rainure, sur méplat et évidées travaillent par les faces larges; lors de surcharges les clavettes à rainure travaillent également par les flancs étroits.

La pente des clavettes inclinées est $i = 1 : 100$. Le fond de la rainure du moyeu se fait avec la même pente; la rainure de l'arbre n'en comporte pas. Une clavette tangentielle est posée de manière que son champ large soit orienté suivant la tangente, alors qu'un des flancs étroits le soit suivant le rayon de l'arbre. La clavette est

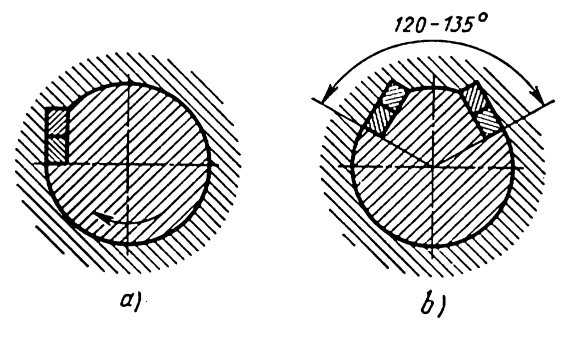


Fig. 23.12

constituée de deux coins à une pente ($i = 1 : 100$) de section rectangulaire. Leur déplacement relatif produit sur les surfaces actives de la rainure et de la clavette des pressions normales importantes. Les normes prévoient des clavettes tangentielles *courantes et renforcées* qui se distinguent par les dimensions des clavettes et des rainures.

Dans les assemblages par clavettes tangentielles, un rôle important revient au sens de la rotation (fig. 23.12,*a*). Un ensemble réversible nécessite la pose de deux clavettes tangentielles (fig. 23.12,*b*).

Parmi les clavettes inclinées les plus usitées sont les clavettes à rainure. Les clavettes évidées de même que les clavettes sur méplat ne transmettent qu'un faible moment de torsion.

La valeur du moment de torsion transmis par une clavette inclinée dépend des forces de frottement créées sur les faces sollicitées. Pour augmenter ces forces, il faut provoquer sur les surfaces actives des pressions normales importantes; à cet effet la clavette est chassée à force dans la rainure produisant ainsi la contrainte imposée avant l'application d'une charge extérieure. La pièce emmanchée sur un arbre subit dans ces conditions l'action des forces de pression qui déplacent son axe par rapport à celui de l'arbre de la valeur du jeu d'ajustement ou même déforment la pièce. Lorsque les clavettes

inclinées s'emploient pour la fixation des pièces à moyeux courts, ce mode de fixation rend possible le gauchissement des pièces.

Ce sont autant de causes qui limitent l'emploi des clavettes inclinées; elles ne sont utilisées que là où les spécifications de précision ne sont pas rigoureuses. Il est fréquent que dans ces cas il ne soit pas nécessaire de préserver les pièces emmanchées contre leur déplacement dans le sens axial, rendu impossible par les forces de frottement engendrées sur les faces sollicitées.

Des clavettes parallèles et disques qui forment des assemblages *libres* permettent de réaliser une précision d'ajustement élevée.

La section des clavettes *parallèles* est rectangulaire; elles travaillent par les flancs. On les utilise dans les assemblages *rigides* (lorsque les pièces ne se déplacent pas dans le sens axial) et *mobiles*

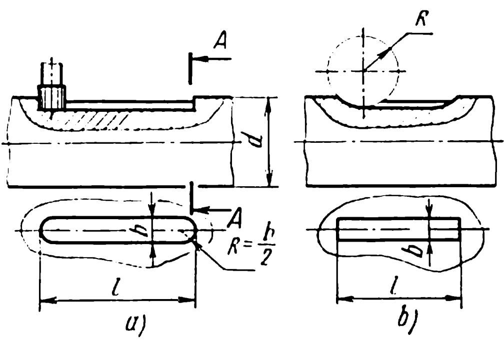


Fig. 23.13

(lorsqu'un tel déplacement est possible). Dans ce dernier cas, il est de rigueur de fixer les clavettes par vis soit sur l'arbre (clavettes *de guidage*), soit dans le moyeu (clavettes *coulissantes*).

Il faut s'attacher à tailler avec un soin particulier les rainures de clavette; généralement leur exécution s'accompagne de la formation des entailles dans les angles et des raccordements brusques, ce qui amène assez souvent des pannes importantes.

Des travaux de recherche ont permis d'établir l'influence importante de la forme de la rainure dans la section longitudinale: la rupture se produit en règle générale à l'extrémité de la rainure, dans la section *A*-*A* (fig. 23.13). Le coefficient de concentration des contraintes k_σ des pièces à rainures exécutées par fraise disque avec raccordement progressif (fig. 23.13,*b*) est d'environ de 20 % inférieur à celui d'une rainure réalisée avec une fraise à rainurer courante (fig. 23.13,*a*).

Les clavettes *disques* travaillent par les flancs. Du fait que leur pose exige l'exécution de rainures profondes sur l'arbre, qui diminuent la résistance de ce dernier, elles ne s'emploient que dans le cas de charges relativement faibles.

Les éléments principaux d'un clavetage (rainures et sections) sont normalisés. Les normes fixent les dimensions de différentes clavettes ($b \times h$), des rainures, etc., en fonction du diamètre d de l'arbre. Les clavettes se font en aciers tréfilés de haute qualité pour clavettes parallèles, transversales et disques et en aciers dont la charge de rupture est égale ou supérieure à 60 kgf/mm^2.

Assemblages dentelés (cannelés). Les sollicitations en service plus complexes et les spécifications de précision du mouvement des pièces plus rigoureuses ont défini une large extension des assemblages dentelés (cannelés). Les avantages principaux de ces assemblages par rapport aux clavetages sont la possibilité de transmettre de grands efforts grâce à la grande surface de contact des dents ; un meilleur centrage des pièces conjuguées et un meilleur guidage lors du déplacement de la bague (moyeu) le long de l'arbre par suite d'une gamme de fabrication plus perfectionnée des éléments de ce type d'assemblage.

Parmi les inconvénients principaux des assemblages dentelés il y a 1) apparition dans les angles rentrants des rainures (surtout dans les assemblages à flancs droits) des contraintes locales bien qu'inférieures à celles des rainures de clavettes ; 2) inégalité inévitable de la distribution entre les dents de la charge transmise par l'assemblage ; 3) nécessité d'un équipement et d'un outillage de coupe spécial, ainsi que de l'appareillage de mesure et de contrôle pour la fabrication des arbres et des bagues dentelés.

Les assemblages dentelés (cannelés, à clavettes multiples) peuvent être *coulissants*, lorsque le moyeu est susceptible de se déplacer sur l'arbre dans le sens axial (roues dentées des boîtes de vitesses des machines-outils, des voitures automobiles, par exemple, etc.), et *fixes*, lorsque le moyeu est solidarisé à l'arbre.

Dans le cas d'un assemblage coulissant, la partie dentelée de l'arbre est cylindrique et dans le cas d'un assemblage fixe, les dents peuvent être taillées également sur une surface conique.

Les assemblages dentelés coniques augmentent la rigidité de l'ajustement du moyeu sur l'arbre, réduisant ainsi le danger d'un relâchement éventuel de l'assemblage sous l'effet d'une charge alternative. Ces types d'assemblage s'emploient surtout dans les automobiles, les tracteurs, etc.

Nous n'examinerons ci-dessous que des assemblages cylindriques.

Selon la forme du profil, on distingue les assemblages *à flancs droits* (fig. 23.14), *en développante de cercle* (fig. 23.15,*a*, *b*) et *à profil triangulaire* (fig. 23.16).

Les dimensions principales des assemblages dentelés à flancs droits sont normalisées.

Le centrage d'un assemblage dentelé peut s'opérer soit suivant le diamètre de tête (fig. 23.14,*b*), soit suivant le diamètre de pied (fig. 23.14,*c*), soit encore suivant les flancs des dents (fig. 23.14,*a*).

Le choix du mode de centrage dépend surtout de l'ajustement imposé au moyeu sur l'arbre et du régime de sollicitation.

Lorsque les charges sont importantes et les spécifications de précision peu rigoureuses, le centrage se fait suivant les flancs des dents assurant ainsi une meilleure distribution de la charge entre les dents.

Lorsque la précision doit être élevée, le centrage se fait suivant le diamètre de tête ou de pied. Le centrage suivant le diamètre de tête est appliqué aux moyeux dont la surface de contact ne subit

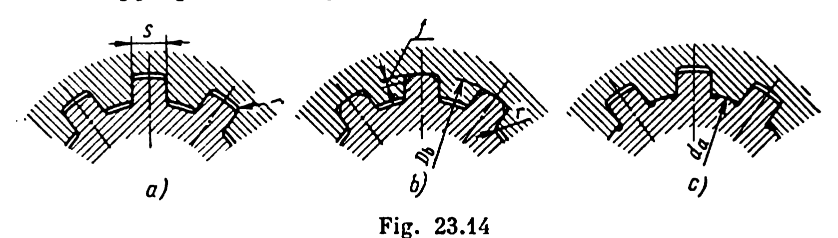


Fig. 23.14

pas de traitement thermique ou lorsque sa dureté autorise un calibrage à la broche. S'il n'en est pas ainsi, le centrage s'effectue suivant le diamètre de pied.

Les assemblages dentelés à développante de cercle (fig. 23.15,*a*, *b*) présentent sur les dentures à flancs droits des avantages importants

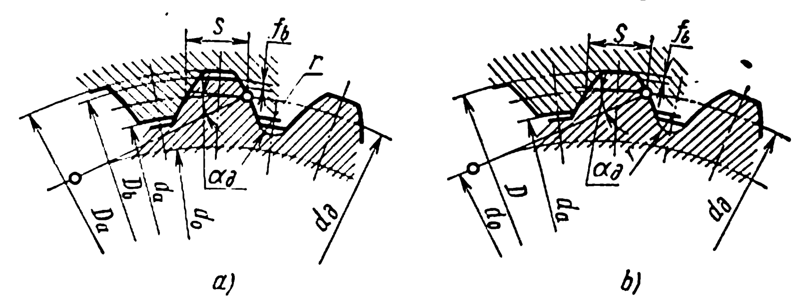


Fig. 23.15

Leur capacité de charge est plus élevée, la dent s'épaississant progressivement et le raccord de son pied étant régulier, ce qui contribue à réduire la concentration des contraintes; ainsi pour les arbres en acier à σ_a = (40 à 70) kgf/mm², les coefficients de concentration des contraintes k_τ = (2,0 à 2,45) pour des dents à flancs droits et k_τ = (1,40 à 1,49) pour des dents à développante de cercle. La gamme de fabrication étant perfectionnée, la précision des éléments de l'assemblage s'approche de celle des engrenages. Le centrage est bien meilleur. Le prix de fabrication est moins important, les outils utilisés étant plus simples (fraises mères aux

tranchants rectilignes) et la nomenclature des fraises réduite (les fraises de chaque module sont susceptibles d'assurer le taillage des pièces dentelées de diamètres différents et à nombre de dents varié), etc.

Les dimensions principales des assemblages en développante de cercle sont déterminées par les normes qui fixent le nombre de dents entre 11 et 50; la série des modules: 1; 1,5; 2; 2,5; 3,5; 5; 7; 10 mm; l'angle de pression 30°. Le centrage s'effectue suivant les flancs des dents ou le diamètre de tête.

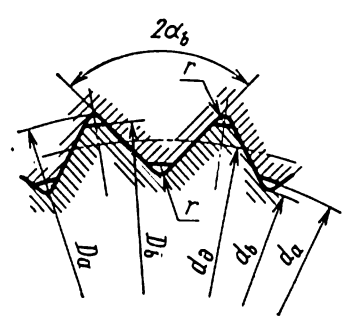


Fig. 23.16

Les assemblages dentelés à profil triangulaire (fig. 23.16) sont utilisés pour transmettre des moments de torsion peu importants et remplacent souvent des ajustements pressés.

Les assemblages par goupilles* (fig. 23.17) s'emploient pour transmettre de faibles charges, la capacité portante d'une goupille étant définie par son diamètre, relativement petit dans les cas courants. La diminution de la section et la concentration des contraintes importante réduisant sensiblement la résistance de l'arbre, le domaine d'application de ces constructions est donc assez borné. Dans certains cas les goupilles s'emploient comme élément qui protège l'ensemble ou la machine contre les surcharges (cf., par exemple, p. 462). Lorsque la résistance est poussée à une valeur qui dépasse la charge pratique, la goupille, étant l'élément le plus faible de l'assemblage, se rompt rendant ainsi impossible la transmission ultérieure de la charge.

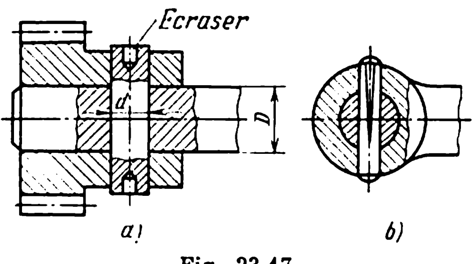


Fig. 23.17

Les figures 23.18, *a-e* représentent des *goupilles coniques*, *coniques à tourillon fileté*, *cylindriques*, *coniques fendues*, dont les constructions principales sont normalisées.

Les goupilles cylindriques sont maintenues dans les trous par le frottement dû à la pose forcée, par l'écrasement des extrémités de la goupille (fig. 23.17,*a*) et par d'autres moyens.

---

* Nous ne considérons pas ici le cas d'application des goupilles comme éléments de calage qui déterminent la position relative des pièces assemblées, par exemple dans les joints plans (cf. fig. 21.3).

La conicité des goupilles coniques est de 1 : 50. Par rapport aux goupilles cylindriques elles présentent l'avantage de permettre des poses multiples dans le même trou.

Les goupilles cylindriques et coniques rainurées sont d'une création assez récente; les rainures sont exécutées par enfoncement

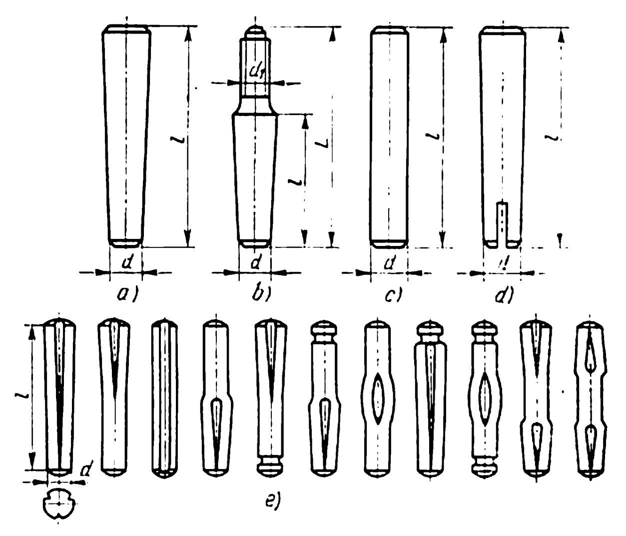


Fig. 23.18

ou par incision sur toute la longueur de la goupille ou seulement sur une partie limitée; on les appelle alors *goupilles à encoches*. Elles

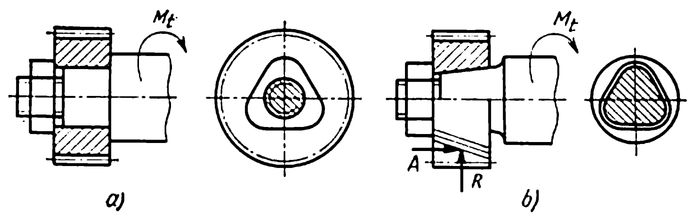


Fig. 23.19

sont posées dans les trous (fig. 23.17,*b*) exécutés seulement par perçage au foret sans usinage ultérieur plus précis. Ces goupilles autorisent des poses multiples dans le même trou.

Les goupilles cylindriques et coniques sont en acier des nuances 45, 15, A12 ou У8, les goupilles coniques fendues, en acier 35.

Dans les **emmanchements par profils polygonaux** (fig. 23.19), le contact des pièces s'établit suivant une surface lisse cylindrique (*a*) ou conique (*b*) non circulaire. Dans le dernier cas une charge

axiale peut être transmise en plus du moment de torsion. Ces assemblages se distinguent par une sûreté élevée.

Si on les compare aux assemblages par engrènement examinés dans ce qui précède, ils assurent un meilleur centrage et se distinguent par une endurance plus forte grâce à l'absence des rainures, des trous et d'autres concentrateurs de contraintes analogues. Pourtant les difficultés d'ordre technologique font que pour le moment leur utilisation est encore limitée.

Les problèmes relatifs à la géométrie, la fabrication et le calcul de la résistance des profils polygonaux font l'objet d'étude des ouvrages spéciaux.

CALCUL DE LA RÉSISTANCE

Types des détériorations des arbres et des axes Critères de calcul. Dans la grande majorité des cas, la rupture des arbres et des axes est due à la fatigue. Parmi les causes qui la provoquent il y a:

1) mauvais choix de la forme fonctionnelle d'une pièce et de ce fait une évaluation incorrecte de l'action exercée par la concentration des contraintes conditionnée par ces formes;

2) concentration des contraintes déterminée par la gamme de fabrication ou l'exploitation (entailles, traces d'usinage, etc.);

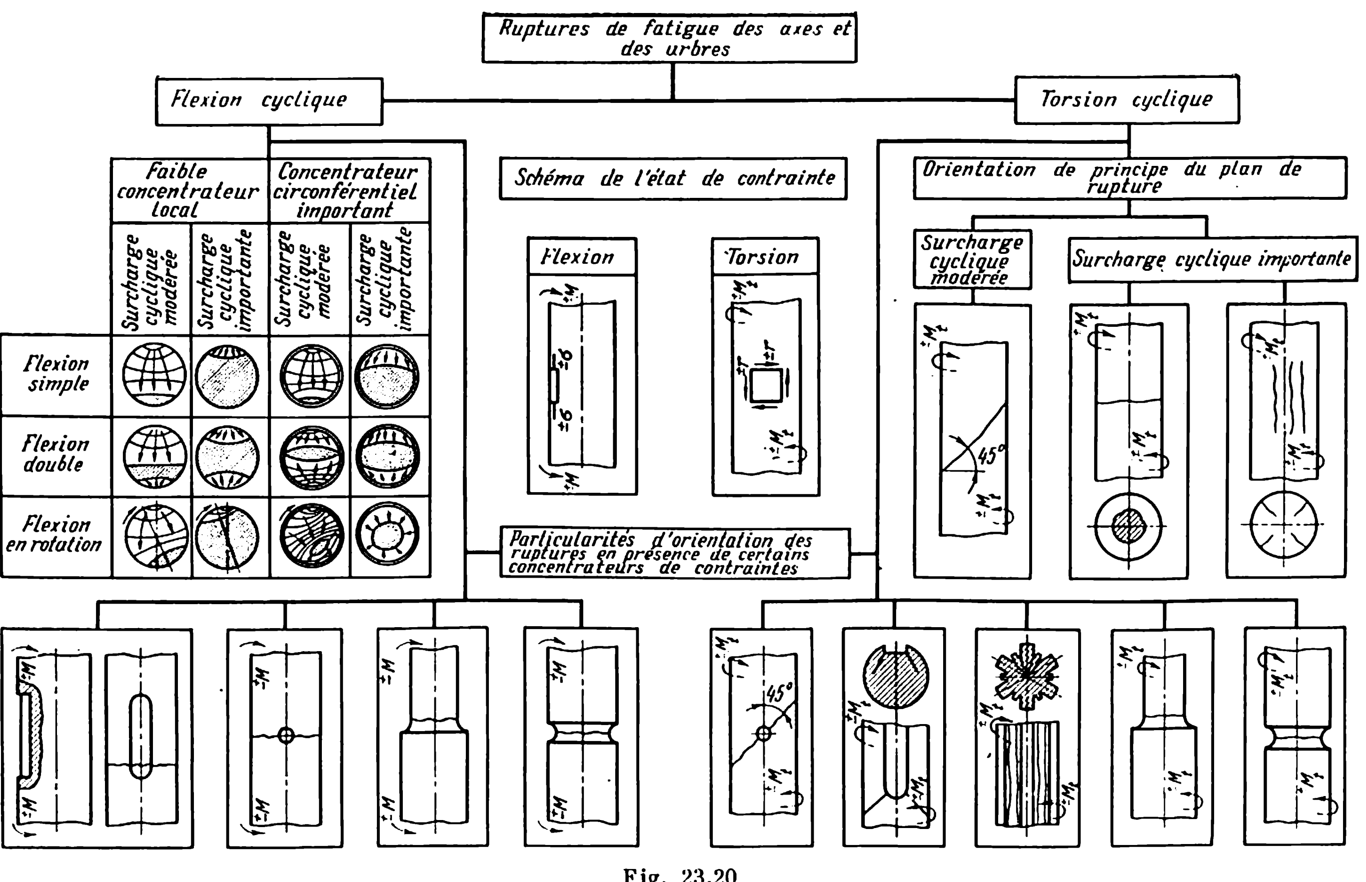
3) normes d'exploitation technique compromises (réglage incorrect du serrage des paliers; jeux insuffisants, etc.).

Les ruptures les plus fréquentes ont lieu dans la zone des concentrateurs des contraintes tels que rainures de clavette, congés, trous transversaux, montages forcés, etc.

La figure 23.20 schématise les ruptures de fatigue des arbres et des axes soumis aux sollicitations de types différents; cette même figure montre les traits particuliers de l'évolution de la surface de rupture en fonction du mode de sollicitation et du concentrateur de contraintes.

Une appréciation incorrecte des charges supportées par des assemblages par engrènement peut provoquer le matage des surfaces actives des rainures, clavettes, dents (cannelures), l'usure des dents des assemblages dentelés animés d'un mouvement et d'autres types de détériorations superficielles. Dans ces conditions on observe le « relâchement » des assemblages, le gauchissement et autres défectuosités qui influent sur l'interaction des forces dans les pièces assemblées (allure dynamique, distribution des charges suivant les surfaces de contact, etc.).

Dans les assemblages par friction (par exemple, dans ceux à montage forcé) la diminution de la résistance à la fatigue est due à la corrosion de friction et la concentration des pressions dans les secteurs contigus aux joues du moyeu. Les microdéplacements relatifs des surfaces en contact perturbent la continuité de la couche



Ruptures de fatigue des axes et des arbres
Flexion cyclique
Torsion cyclique
Faible concentrateur local
Concentrateur circonférentiel important
Surcharge cyclique modérée
Surcharge cyclique importante
Surcharge cyclique modérée
Surcharge cyclique importante
Flexion simple
Flexion double
Flexion en rotation
Schéma de l'état de contrainte
Flexion
Torsion
Orientation de principe du plan de rupture
Surcharge cyclique modérée
Surcharge cyclique importante
45°
Particularités d'orientation des ruptures en présence de certains concentrateurs de contraintes
45°

Fig. 23.20

superficielle de l'arbre tout en favorisant la formation d'un foyer de rupture de fatigue.

Une condition importante du service normal d'un ensemble et de toute la machine est une *rigidité à la flexion appropriée* des arbres et des axes. Une flexion excessive de ces pièces est capable d'altérer le fonctionnement des organes d'appui (la rotation d'un tourillon par rapport au palier modifie la valeur du jeu et, par suite, l'épaisseur du film d'huile, ce qui peut entraîner sa rupture) et perturber l'interaction correcte des pièces conjuguées (engrenages montés sur des arbres, par exemple). Une rigidité insuffisante des broches des machines-outils affecte la précision et l'état de surface des pièces usinées.

Pour certaines constructions l'intérêt de la limitation de la valeur de la déformation de torsion des arbres est assez grand. Ainsi, dans le cas des arbres de transmission des mécanismes de déplacement des ponts roulants, c'est une condition importante pour parer au gauchissement des ponts roulants lors du déplacement. Les grands angles de torsion d'un arbre dentelé (cannelé) augmentent l'inégalité de répartition de la charge le long des génératrices des dents qui acquièrent une forme hélicoïdale, ce qui fait apparaître une tendance au déplacement axial des engrenages coulissants montés sur l'arbre. Ce phénomène influe défavorablement sur la réalisation de l'engrènement.

Il arrive que les arbres se rompent par suite des vibrations transversales ou des oscillations de torsion. Aussi est-il fréquent qu'on soit obligé de vérifier par le calcul la *tenue aux vibrations* de l'arbre et de réaliser les conditions supprimant les vibrations transversales ou les oscillations de torsion. Le calcul de la tenue aux oscillations de torsion des arbres ne fait pas partie de ce cours; il est exposé dans des cours et des ouvrages spéciaux.

Ainsi le calcul des arbres et des axes a pour tâche d'assurer leur résistance volumique, la résistance des surfaces actives des éléments de l'assemblage, de restreindre la flexion et la torsion en imposant des limites admissibles et de vérifier l'arbre à la tenue aux vibrations.

Les conditions de la sécurité de fonctionnement des tourillons dans les paliers lisses dépendent de la construction de ces derniers; leur calcul est examiné dans ce qui suit (cf. p. 479).

Schéma de calcul. Avant de procéder au calcul de l'arbre ou de l'axe il faut dresser d'abord le diagramme des efforts. Dans ce cas les arbres et les axes sont considérés comme des poutres reposant sur des appuis articulés. Un tel schéma correspond au cas du montage de ces pièces sur des paliers de roulement à raison d'un par appui, ou de deux, si les appuis sont constitués par des paliers à rotule. Lorsque cette dernière condition n'est pas observée, il est recommandé de considérer que l'arbre repose sur deux paliers (un par

appui, alors que les paliers extérieurs ne sont pas pris en considération).

Si l'arbre ou l'axe sont montés dans des paliers lisses de faible longueur, on considère que les réactions d'appui sont appliquées au milieu des paliers; dans le cas de longs paliers lisses à rotule on admet que les réactions d'appui sont appliquées à 1/3 ou 1/4 de la longueur du palier de son bord en regard de la portée.

Le calcul des arbres à portées (ou appuis) multiples se fait dans l'ordre de la succession des portées; il est suivi généralement par une vérification de l'affaissement des appuis intermédiaires, obligatoire surtout dans le cas d'arbres importants.

Charges pratiques. La détermination des efforts s'exerçant sur les arbres (axes) des transmissions examinées dans le présent cours est exposée dans les chapitres correspondants. D'autres calculs font entrer en jeu les efforts de coupe supportés par les pièces montées sur les arbres et les axes (broches des machines-outils), les tensions des câbles (arbres et axes des tambours, des treuils de grue), etc. Les méthodes de définition de ces charges sont données dans des cours appropriés (« Machines-outils », « Appareils de levage », etc.).

A l'étape de calcul préalable les dimensions de l'arbre (axe) sont déterminées d'après la charge maximale en service compte tenu des actions dynamiques. En appréciant la résistance à la fatigue d'après les coefficients de sécurité correspondants, les calculs de vérification se font compte tenu d'un régime non stationnaire.

Dans de nombreux cas on peut négliger l'effet produit par le poids propre et par celui des pièces montées; sans commettre d'erreur grave, on peut négliger également la valeur du moment résultant du frottement sur les paliers.

Le plus souvent l'allure de la distribution de la charge sur les surfaces portantes et les surfaces d'appui n'étant pas connue, on suppose qu'elle est soit uniforme, soit concentrée. Ce dernier cas est le plus fréquent.

Calcul préliminaire. Le diagramme des efforts ainsi établi permet de déterminer, en faisant appel aux formules connues du cours de la « Résistance des matériaux », les dimensions nécessaires de la pièce, les valeurs des contraintes admissibles étant choisies suivant le matériau considéré. C'est un calcul *préliminaire*.

Le cas le plus courant est celui d'une sollicitation simultanée de l'arbre par le moment de torsion M_t et le moment fléchissant M_f.

Il arrive que certaines parties des arbres sont encore sollicitées par une force axiale de traction ou de compression.

Si l'arbre subit des charges qui agissent dans des plans différents, il convient de déterminer leurs composantes suivant deux plans réciproquement perpendiculaires, communs à toutes les charges, après quoi en appliquant les règles connues, déterminer les réactions d'appui.

On trace les diagrammes des moments fléchissants pour chaque plan de décomposition des charges, puis par addition géométrique des moments fléchissants on trace le diagramme du moment résultant :

$$M_f = \sqrt{M_h^2 + M_v^2}.$$

Ayant à sa disposition le diagramme des moments de torsion, on est en mesure de déterminer pour des sections correspondantes les valeurs des moments idéaux. Les conditions de résistance permettent d'obtenir pour les sections pratiques les valeurs des diamètres de l'arbre.

Le plus souvent, le moment de torsion varie en valeur (et non en signe) ou reste constant; les contraintes tangentielles varient en conséquence.

Les moments idéaux M_i s'exerçant sur les sections pratiques

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}.$$

Les diamètres de l'arbre dans les sections pratiques sont déterminés par les conditions de résistance :

$$M_i = W\,[\sigma]_f. \tag{23.1}$$

Le moment de résistance d'une section à la flexion est $W = 0,1\ d^3$ pour un arbre rond plein et $W = 0,1\ (1 - \beta^4)\ d^3$ pour un arbre creux; β est la relation entre les diamètres intérieur et extérieur de l'arbre.

Les valeurs des contraintes admissibles $[\sigma]_f$ employées pour le calcul préliminaire des arbres et des axes varient suivant les matériaux et les conditions de service. Dans ces conditions on distingue :

régime I : contraintes provoquées par la charge restent constantes en valeur et signe ;

régime II : contraintes variables suivant un cycle pulsatoire;

régime III : l'allure des variations de contraintes correspond au cycle symétrique.

Les valeurs des contraintes admissibles pour les aciers au carbone et alliés en fonction des régimes correspondent à peu près à la relation qui suit :

$$[\sigma]_{fI} : [\sigma]_{fII} : [\sigma]_{fIII} = 3,8 : 1,7 : 1,$$

pour

$$[\sigma]_{fI} \approx 0,33\ \sigma_t.$$

Lors du calcul préliminaire d'un diamètre d'arbre la valeur $[\sigma]_f$ est choisie suivant le régime III.

Ainsi, d'après les conditions de résistance, le diamètre d'un arbre plein est déterminé par la formule :

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{0,1\,[\sigma]_{fIII}}}\ \text{cm}, \tag{23.2}$$

et le diamètre d'un arbre creux

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{0{,}1\,(1-\beta^4)\,[\sigma]_{f\,III}}}\ \text{cm}. \qquad (23.3)$$

Lorsque certains arbres sont soumis à des moments fléchissants provoquant dans les sections des contraintes négligeables, le calcul préliminaire peut être exécuté en ne tenant compte que de la valeur du moment de torsion. Il en est ainsi parfois lorsqu'on calcule les arbres des transmissions rapides à puissance relativement faible.

La résistance se calcule alors à partir de valeurs admissibles diminuées des contraintes de torsion, pour compenser les contraintes de flexion qui n'ont pas été prises en considération. Ce sont les cas où la condition de résistance s'écrit:

$$M_t = W_t\,[\tau]_t. \qquad (23.4)$$

Le moment de résistance à la torsion de la section d'un arbre: $W_t = 0{,}2\,d^3$ pour un arbre rond plein et $W_t = 0{,}2\,(1-\beta^4)\,d^3$ pour un arbre creux (la valeur de β a été indiquée précédemment). Puisque

$$M_t = 97\,400\,\frac{\mathcal{P}}{n}\ \text{kgf cm},$$

où $\mathcal{P}$ est la puissance pratique en kW, on tire pour un arbre plein:

$$d = A\sqrt[3]{\frac{\mathcal{P}}{n}}\ \text{cm}, \qquad (23.5)$$

où A est le coefficient défini par la contrainte de torsion admissible $[\tau]_t$. Sa valeur est comprise entre 9 et 14,4, ce qui ne dépasse pas les contraintes de torsion admissibles pour l'acier Cт. 4: $[\tau]_t =$ $= (490$ à $120)$ kgf/cm^2.

Le calcul préliminaire des axes pleins peut se faire suivant les formules (23.2) et (23.3) en posant $M_t = 0$.

Les dimensions obtenues par calcul préalable fournissent les données de départ pour la conception de la pièce compte tenu de l'aptitude à la fabrication et d'autres spécifications.

La construction d'un arbre (axe) est déterminée en premier lieu par le mode choisi de son assemblage avec les moyeux des roues, des poulies et des disques montés, ainsi que par la construction des paliers.

En choisissant le mode d'assemblage de ces pièces, il convient d'étudier tous les aspects des variantes possibles. L'étude des particularités propres aux constructions des assemblages les plus usitées (p. 378) permet d'élucider les possibilités de leur application dans chaque cas concret.

La figure 23.21 matérialise le degré de réduction, par rapport à un échantillon lisse, de la limite d'endurance à la torsion τ_{-1} d'un arbre pour divers modes de montage du moyeu.

Les dimensions des portées de l'arbre (leur longueur surtout) et des éléments d'assemblage (clavettes, dents, etc.) sont déterminées par calcul.

Calcul des assemblages par friction. Par résistance de ces assemblages on entend leur capacité de transmettre la charge sous la forme d'un moment de torsion ou d'une force axiale, ou encore sous la forme de leur action commune, qui tendent à déplacer une pièce par rapport à l'autre.

La capacité portante d'un *assemblage pressé* dépend avant tout de la valeur du serrage δ_T, c'est-à-dire de la différence entre les

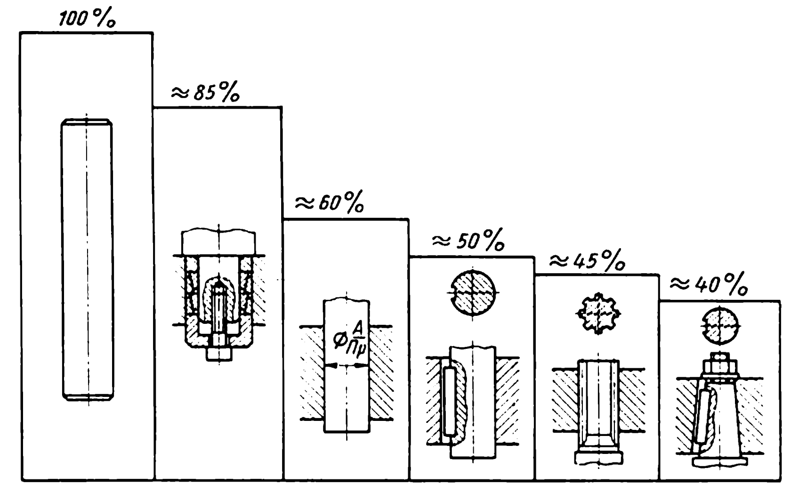


Fig. 23.21

diamètres d'ajustement des pièces mâle et femelle, déterminée par l'ajustement normalisé choisi (*Пр* — pressé, *Гр* — pressé à chaud, *Пл* — pressé léger, etc.).

Dans un assemblage avec serrage (fig. 23.22), la déformation élastique des surfaces conjuguées (extension de la pièce femelle et compression de la pièce mâle) produit à la surface de contact une pression unitaire p. Si les dimensions des pièces et les propriétés mécaniques de leurs matériaux sont connues, la valeur de p est calculée d'après la formule *

$$p = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{d\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right)} \text{ kgf/mm}^2, \qquad (23.6)$$

où δ est le serrage pratique, en μ;

* Les formules (23.6) et (23.14) sont déduites dans le cours de « Résistance des matériaux » lors du calcul des pièces cylindriques soumises à une charge symétrique par rapport à l'axe.

d, le diamètre nominal des surfaces conjuguées, en mm;
E_1 et E_2, les modules d'élasticité longitudinale des pièces mâle et femelle, en kgf/mm²;
c_1 et c_2, les coefficients dont les valeurs sont définies par la relation de Lamé pour des cylindres à parois épaisses soumis à une sollicitation symétrique par rapport à l'axe:

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1;$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2.$$

μ_1 et μ_2 sont les valeurs du coefficient de Poisson; pour l'acier, $\mu \approx 0.3$; pour la fonte, $\mu \approx 0,25$; les valeurs de d_1 et d_2 sont indiquées sur la figure 23.22.

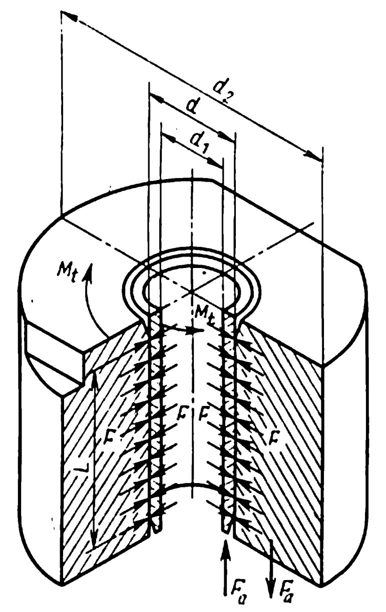


Fig. 23.22

Lorsqu'un assemblage est sollicité par une force axiale F qui tend à déplacer dans le sens de l'axe une pièce par rapport à l'autre, sur les surfaces de contact apparaissent des forces de frottement qui s'opposent à ce déplacement. La permanence de l'assemblage est assurée si

$$F \leqslant \pi dlpf, \qquad (23.7)$$

où l est la longueur d'ajustement de l'assemblage en mm;
f, le coefficient de frottement.

Le moment de torsion que peut supporter l'assemblage

$$M_t \leqslant \pi dlpf \frac{d}{2} = \frac{\pi}{2} d^2 lpf. \qquad (23.8)$$

Si l'assemblage transmet le moment de torsion M_t et subit simultanément l'action de la force axiale F, la condition correspondante s'écrit:

$$\sqrt{\left(\frac{2M_t}{d}\right)^2 + F^2} \leqslant \pi dlpf. \qquad (23.9)$$

Dans un assemblage pressé, la valeur du coefficient de frottement est fonction de nombreux facteurs, dont le matériau des pièces conjuguées, le mode d'usinage et l'état des surfaces d'ajustement, le graissage, la direction du déplacement (axial, circulaire), l'opération réalisée (montage ou démontage à force), la valeur de la pression de contact.

Le coefficient de frottement au repos étant plus grand que le coefficient de frottement en mouvement, l'effort nécessaire pour une dépose forcée est plus grand au départ ($F_d > F$) qu'une fois le mouvement amorcé (fig. 23.23).

Pour le calcul pratique des pièces en acier et en fonte, les formules (23.7), (23.8) et (23.9) sont prises avec des valeurs moyennes du coefficient de frottement propres à l'opération de démontage, le déplacement étant régulier: $f \approx 0{,}08$ pour le montage à la presse; $f \approx 0{,}14$ pour le montage avec échauffement de la pièce femelle ou refroidissement de la pièce mâle.

Les formules (23.6) et (23.7); (23.6) et (23.8); (23.6) et (23.9) permettent de définir la valeur du serrage pratique δ en fonction des conditions de service:

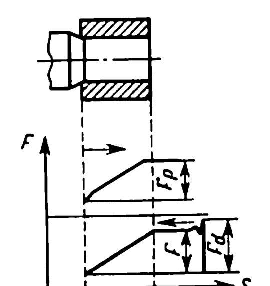


Fig. 23.23

sollicitation axiale

$$\delta = \frac{F}{\pi l f}\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right) 10^3\,\mu; \qquad (23.10)$$

sollicitation par un moment de torsion

$$\delta = \frac{2M_t}{\pi d l f}\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right) 10^3\,\mu; \qquad (23.11)$$

sollicitation simultanée par un moment de torsion et une force axiale

$$\delta = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_t}{d}\right)^2 + F^2}}{\pi l f} \times$$

$$\times \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right) 10^3\,\mu. \qquad (23.12)$$

La pose à force sous une presse aplanit quelque peu les rugosités des surfaces, il en résulte que le serrage réel est plus faible que le serrage initial mesuré avant l'opération. Pour compenser cet effet, le serrage réel δ_T doit être plus grand que le serrage pratique:

$$\delta_T = \delta + u, \qquad (23.13)$$

où u est la valeur qui définit l'aplanissement des rugosités lors de la pose à force égale à

$$u \approx 1{,}2\,(R_{z1} + R_{z2}),$$

où R_{z1} et R_{z2} sont les valeurs de la hauteur des rugosités des surfaces conjuguées en μ choisies en fonction de l'état de surface conformément aux standards nationaux.

D'après les recherches, les surfaces à faible rugosité permettent d'obtenir des assemblages pressés plus sûrs et plus homogènes.

D'après la valeur de δ_T on choisit l'ajustement pressé standardisé dont la valeur inférieure de serrage doit être égale ou légèrement supérieure à δ_T.

L'exécution des assemblages pressés suscite dans les éléments de l'assemblage des contraintes importantes qui, dans le cas d'un fort serrage, peuvent amener la rupture. L'allure des modifications des contraintes tangentielles σ_t et radiales σ_r pour les pièces femelle et mâle est matérialisée par la figure 23.24. Les contraintes maximales ont lieu à la surface intérieure de la pièce femelle, où

$$\sigma_{t\,\max} = p\frac{d_2^2+d^2}{d_2^2-d^2}\,;\quad \sigma_r = -p. \qquad (23.14)$$

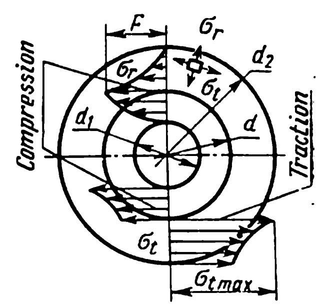


Fig. 23.24

Il ne faut pas penser que les déformations plastiques à la surface intérieure des pièces sont toujours à proscrire; une pièce femelle comportant une zone plastique circulaire est également susceptible de former un assemblage sûr.

Lorsqu'un moment de torsion M_t est transmis, la capacité portante d'un assemblage, constitué d'un jeu de *bagues de serrage*, se calcule suivant la formule (23.8) de la même façon que pour un assemblage à force.

L'effort axial nécessaire au serrage

$$F_a \approx p\pi dl\,(\operatorname{tg}\alpha + kf) = \frac{2M_t}{d}\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha}{f} + k\right). \qquad (23.15)$$

Dans ces calculs, le coefficient de frottement $f = 0{,}1$ à $0{,}16$; $k = 2$ pour les constructions de la figure 23.10,*b*, *d*; $k = 1$ pour les constructions de la figure 23.10, *c*; les dimensions qui figurent dans les formules (23.8) et (23.15) sont montrées sur la figure 23.10,*a*.

Lorsqu'on utilise plusieurs jeux de bagues et lorsqu'on les serre d'un seul côté (fig. 23.10,*b*), l'effort axial transmis d'un jeu de bagues à l'autre diminue progressivement de la grandeur absorbée par les forces de frottement et les déformations élastiques des bagues. Il en résulte également la diminution des pressions radiales p exercées sur les surfaces correspondantes.

Approximativement les forces axiales varient suivant une progression géométrique dont la raison

$$c = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha + 2f}.$$

Le moment de torsion transmis par n couples de bagues

$$M_{tn} = M_{t1}\,\frac{(c^n - 1)}{(c - 1)},$$

où M_{t1} est le moment transmis par le premier couple de bagues [à partir de la tête de la vis (écrou) de serrage].

Pour $\alpha = 17°$ et $f = 0,15$, le moment transmis par le deuxième couple $M_{t2} \approx 0,5\, M_{t1}$, et $M_{t3} \approx 0,25\, M_{t1}$, etc. Il est donc clair qu'il n'est pas avantageux d'utiliser dans les constructions de ce type plus de trois couples de bagues.

Le calcul des assemblages de ce type se ramène pratiquement au choix des dimensions des pièces, à la détermination du nombre de couples et du moment (efforts) de serrage. Les données initiales sont fournies par des tableaux en fonction du moment transmis.

Calcul des assemblages par engrènement. Les dimensions principales des clavetages et des dentelures (cannelures) sont normalisées. C'est pourquoi leur calcul consiste ordinairement à déterminer la

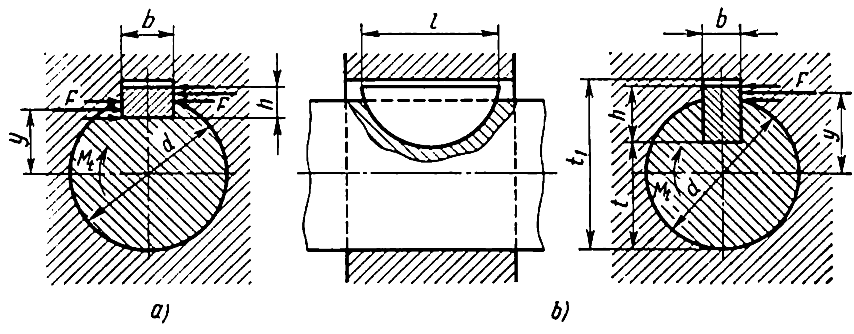


Fig. 23.25

longueur pratique l des clavettes et des dents en fonction des contraintes admissibles choisies, ou, si les dimensions de l'assemblage sont connues, à vérifier les contraintes sollicitant les surfaces actives et les sections dangereuses.

En limitant les contraintes de compression à la surface de contact des flancs d'une clavette avec l'arbre et le moyeu dans un *clavetage libre* (fig. 23.25) ou des flancs des dents avec le moyeu dans un assemblage dentelé (fig. 23.14, 23.15), on peut mettre la condition de résistance sous la forme

$$M_t \leqslant S\, [\sigma]_{com}\, R\psi, \qquad (23.16)$$

où S est la projection de la surface de contact de la clavette (dent) sur son plan diamétral moyen;

R, le rayon conventionnel d'application de la charge;

$[\sigma]_{com}$, la contrainte de compression admissible;

ψ, le coefficient qui tient compte d'une distribution inégale de la charge suivant les surfaces de contact; pour les clavetages, $\psi = 1$; pour les dentelures, $\psi = 0,7$ à $0,8$.

La surface S et le rayon R dépendent de la construction de l'assemblage :

pour les clavettes longitudinales (fig. 23.25,*a*)

$$S \approx 0{,}5\ hl \quad \text{et} \quad R \approx 0{,}5\ d;$$

pour les clavettes disques (fig. 23.25,*b*)

$$S \approx (t + h - d)\ l \quad \text{et} \quad R \approx 0{,}5\ d;$$

pour les dentelures (fig. 23.14, 23.15)

$$S \approx zhl$$

et $R = \frac{D_b + d_a}{4}$ pour les dents à flancs droits;

$R = \frac{mz}{2} = \frac{d_d}{2}$ pour les dents à developpante de cercle.

Dans ces formules :

h est la hauteur de la surface de contact des dents conjuguées, mesurée suivant le rayon ;
z, le nombre de dents ;
m, le module.

En procédant au calcul d'établissement de projet, on obtient d'après la formule (23.16) la longueur pratique d'une clavette longitudinale

$$l \geqslant \frac{4M_t}{hd\,[\sigma]_{com}}. \tag{23.17}$$

Le schéma pratique (fig. 23.25,*a*) montre qu'en principe la rupture d'une clavette se produit par cisaillement. La condition de résistance s'écrit

$$F \leqslant bl\,[\tau]_{cis}$$

ou

$$l \geqslant \frac{2M_t}{bd\,[\tau]_{cis}}, \tag{23.18}$$

où $[\tau]_{cis}$ est la contrainte de cisaillement admissible.

Des deux valeurs de l fournies par les formules (23.17) et (23.18) il faut retenir la plus grande. S'il s'avère que l est plus grande que la longueur du moyeu, il faut augmenter la longueur du moyeu ou bien le nombre de clavettes qui généralement ne dépasse pas deux. Une distribution inégale du moment transmis fait que dans le cas de deux clavettes la longueur totale doit être augmentée environ de 25 % par rapport à la longueur obtenue par calcul.

D'après la condition (23.16) la longueur pratique d'un assemblage dentelé

$$l \geqslant \frac{M_t}{\psi zhR\,[\sigma]_{com}}. \tag{23.19}$$

Les valeurs des contraintes admissibles sont données par les ouvrages de référence; elles diffèrent en fonction du type d'assemblage, des conditions de service et du traitement thermique des surfaces actives des dents. Ainsi, pour les clavetages forcés supportant une charge calme, $[\sigma]_{com} \leqslant 1\,500$ kgf/cm² avec des moyeux en acier et $[\sigma]_{com} \leqslant 800$ kgf/cm² avec des moyeux en fonte. Pour parer au grippage des clavetages libres on adopte, dans le cas des moyeux en acier, $[\sigma]_{com} \leqslant 300$ kgf/cm². Pour les dentelures forcées travaillant dans de bonnes conditions, $[\sigma]_{com} = 800$ à 1 200 kgf/cm² sans traitement thermique et $[\sigma]_{com} = 1\,200$ à 2 000 kgf/cm² avec traitement thermique. Pour prévenir l'usure rapide des dents et parfois le grippage des assemblages forcés, les valeurs de $[\sigma]_{com}$ sont nettement réduites; pour les assemblages sous charge et de bonnes conditions de service, $[\sigma]_{com} = 100$ à 200 kgf/cm², et dans des conditions pénibles *, $[\sigma]_{com} = 30$ à 100 kgf/cm² pour les dents aux surfaces actives thermiquement traitées. Un moyen efficace pour améliorer la tenue à l'usure des assemblages dentelés (de 3,5 à 5,5 fois) est d'agir sur la dureté des dents par traitement thermique approprié (trempe, cémentation).

Le diamètre d'une *goupille* (fig. 23.17) s'obtient à partir des conditions de la résistance au cisaillement

$$\frac{2M_t}{D} = 2\,\frac{\pi d^2}{4}\,[\tau]_{cis},$$

où M_t est le moment de torsion transmis par l'assemblage.

D'où

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{M_t}{D\,[\tau]_{cis}}}\,. \tag{23.20}$$

Pour les goupilles coniques, d est le diamètre moyen.

Valeur recommandée de $[\tau]_{cis} \leqslant 800$ kgf/cm².

Calcul du coefficient de sécurité (vérification). Après les calculs préalables et l'établissement de la construction des arbres (axes), on vérifie par calcul la condition (2.2) d'après laquelle $n \geqslant [n]$.

Les valeurs pratiques du coefficient de sécurité n pour les sections dangereuses d'un arbre se déterminent d'après la formule (2.24) en utilisant les relations (2.20) et (2.21).

Les valeurs de σ_a, τ_a et σ_m, τ_m sont définies de la manière suivante : lors de la variation des contraintes suivant le cycle symétrique :

$$\sigma_m = 0\,; \quad \sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M}{W_{net}}$$

---

* Les conditions de service pénibles sont caractérisées par les particularités suivantes: charge alternative avec chocs dans les deux sens; vibrations de grandes fréquence et amplitude; mauvaises conditions de graissage (assemblages libres), etc.

et

$$\tau_m = 0; \quad \tau_a = \tau_{max} = \frac{M_t}{W_{t\,net}}.$$

Lors de la variation des contraintes suivant le cycle pulsatoire:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad \text{et} \quad \tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{max}}{2},$$

où

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_{net}} \quad \text{et} \quad \tau_{max} = \frac{M_t}{W_{t\,net}}.$$

Pour les axes $\tau = 0$, ce qui entraîne $n = n_\sigma$.

Les sollicitations étant symétriques, cas typique des axes animés d'un mouvement de rotation, on a $\sigma_m = 0$ et, par conséquent,

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D\, \sigma_a}. \qquad (23.21)$$

Lorsque les contraintes varient suivant un cycle pulsatoire, comme c'est le cas des axes fixes, la formule peut s'écrire:

$$n = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{max}\,[(k_\sigma)_D + \psi_\sigma]}. \qquad (23.22)$$

Les valeurs de $(k_\sigma)_D$, ψ_σ et ψ_τ, ainsi que les formules approchées de W_{net} et $W_{t\,net}$ sont données dans les ouvrages de référence.

Le coefficient de sécurité admissible $[n]$ peut être calculé suivant la formule (2.26). Pour les arbres en acier ($S_1 \approx 1{,}1$; $S_2 \approx 1{,}2$ et $k = 1{,}2$ à $1{,}3$); comme valeur admissible minimale du coefficient de sécurité on peut prendre $[n]_{min} = 1{,}5$ à $2{,}0$, si les charges et les contraintes sont déterminées avec une précision suffisante. Dans d'autres conditions, $n > 2.0$ en fonction de l'importance de la construction, de la précision du calcul, etc.

Si le calcul de vérification ne justifie pas la condition $n \geqslant [n]$, il faut modifier la construction, trouver de meilleures formes de la section dangereuse de l'arbre (axe) ou de la pièce montée à force pour uniformiser la distribution des pressions (contraintes) et diminuer k_σ, réaliser une consolidation technologique pour diminuer la susceptibilité à la concentration de contraintes ou améliorer les caractéristiques mécaniques du matériau, augmenter les dimensions de la section pratique de la pièce pour réduire σ_{max}, etc.

Le choix de telle ou telle décision impose des justifications technico-économiques correspondantes.

Après cette justification on reprend le calcul du coefficient de sécurité pour établir par approximations successives la correspondance nécessaire entre les valeurs pratiques et admissibles.

CALCUL DE LA RIGIDITÉ

Flexion des axes et des arbres. Le calcul de la rigidité a pour objet la détermination des flèches et des angles de pente de la fibre neutre de la pièce dans des sections déterminées. Ce calcul s'opère suivant les méthodes exposées dans le cours de « Résistance des matériaux ».

Pour simplifier le calcul des déplacements d'un arbre profilé il est permis de le remplacer parfois par un arbre lisse d'une rigidité à peu près équivalente.

Dans la plupart des cas il est très difficile de trouver la valeur exacte des déplacements par suite de l'influence de la rigidité des corps dans lesquels sont montés les appuis des arbres ou des axes, des jeux, de la forme locale des arbres, etc. Aussi, ne peut-on juger du degré de rigidité qu'après la comparaison des valeurs calculées avec les valeurs admissibles des flèches et des angles de pente de la fibre neutre, obtenues par l'observation des constructions à fonctionnement satisfaisant. C'est cette circonstance qui intervient lorsqu'on établit pour les machines différentes les valeurs limites admissibles des déplacements en fonction du facteur qui est restrictif pour un ensemble de la construction considérée. On connaît également la norme, appliquée par certaines usines de machines-outils, suivant laquelle la valeur de la flèche maximale d'un arbre vaut 0,01 du module minimal des roues dentées montées sur l'arbre. Pour les moteurs électriques, la valeur maximale de la flèche de l'arbre doit être coordonnée avec la valeur moyenne de l'entrefer δ ; pour les moteurs asynchrones il existe une norme qui donne $y_{max} \leqslant 0{,}1\ \delta$, etc.

Voici les normes largement appliquées en mécanique générale: la flèche maximale d'un arbre (axe) ne doit pas dépasser 0,0002 de la distance entre les appuis ; l'angle de pente maximal dans un palier de frottement est de 0,01 radian (3′, 5) ; pour un palier d'appui à roulement à billes, l'angle du gauchissement des bagues ne doit pas dépasser 0,008 rd, pour un palier à rotule, 0,05 rd, etc.

Dans le cas le plus courant, la flèche est fonction de la valeur de la charge appliquée et de sa position sur la travée. Pour diminuer la flèche d'un arbre ou d'un axe, il faut:

1) disposer les pièces, montées sur les axes et les arbres, le plus près possible des paliers ;

2) réduire au maximum le poids des poulies, roues dentées et autres pièces montées sur les axes et les arbres ;

3) équilibrer ces pièces ; l'équilibrage des arbres devant fonctionner à des vitesses élevées se fait après la mise en place de toutes les pièces portées par ces arbres.

Torsion. Pour le calcul des arbres à la torsion, leur rigidité s'établit en fonction de l'angle de torsion φ ou du coefficient de rigidité c_t.

Si l'on pose que dans les limites de chaque épaulement de l'arbre le moment de torsion M_t est constant, on obtient pour un arbre constitué de n parties cylindriques :

$$\varphi = \sum_{i=1}^{n} \frac{M_{ti} l_i}{G I_{ti}}, \qquad (23.23)$$

où φ est l'angle de torsion en rd ;
l_i, la longueur du i-ème épaulement en cm ;
I_{ti}, le moment d'inertie à la torsion du i-ème épaulement en cm^4 ;
G, le module de cisaillement en kgf/cm^2.

La formule (23.23) s'emploie également lorsque la partie calculée de l'arbre comporte des secteurs coniques courts, des trous transversaux de faibles diamètres, de courtes rainures de clavetage unitaires, etc., négligés par le calcul.

Pour les arbres de certaines machines, le mode d'établissement des normes des angles de torsion admissibles varie suivant la construction.

La norme pour les broches des perceuses, le moment de torsion transmis étant maximal, indique que l'angle de torsion ne doit pas dépasser 1° sur une longueur L = (20 à 25) D, où D est le diamètre extérieur de la broche.

Il y a des mécanismes pour lesquels ces normes doivent être très rigoureuses : tels sont les ponts roulants ; lors de l'établissement du projet de leurs dispositifs de déplacement, la limitation de la déformation à la torsion de l'arbre de transmission est le facteur de calcul déterminant ; la valeur de l'angle de torsion admissible φ pour diverses constructions varie dans les limites comprises entre 0,25 et 0,35° par 1 m courant.

Notion de vitesse critique des arbres. Le calcul d'un arbre pour la résistance aux vibrations latérales se ramène à vérifier la condition de non-apparition de la résonance, qui provoque un accroissement brusque de l'amplitude des vibrations susceptible d'entraîner la rupture de l'arbre. La résonance survient lorsque la vitesse atteint une valeur *critique* à laquelle la fréquence des variations des efforts extérieurs se confond avec celle des vibrations propres du système constitué par l'arbre et les pièces qu'il porte. Le phénomène de la résonance peut également se produire lorsque la fréquence de variations des forces extérieures est un multiple de celle des vibrations propres du système.

Soit un disque d'un poids G posé sur un arbre (fig. 23.26) symétriquement par rapport à ses paliers ; le centre de gravité du disque est déplacé de la valeur e par rapport à l'axe géométrique de rotation. Lors de la rotation uniforme de l'arbre avec le disque, l'arbre subit une flexion sous l'effet d'une force centrifuge F.

L'effort centrifuge $F = m\,\omega^2\,(y + e)$. Si l'on ne tient pas compte du poids propre du système, la valeur de la flèche y pour le cas considéré (analogue à celui d'une poutre reposant librement sur deux appuis) est égale à

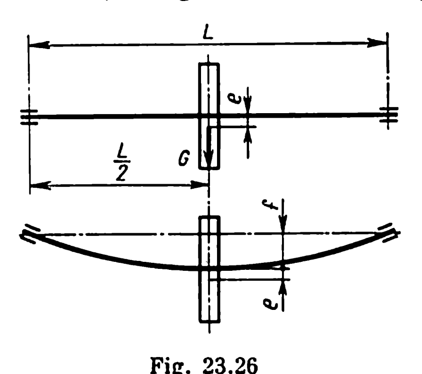


Fig. 23.26

$$y = \frac{FL^3}{48EI},$$

d'où

$$F = \frac{48EI}{L^3}\,y = ky,$$

où k est la force qui produit une flèche égale à l'unité, 1 cm, par exemple.

Ainsi, $m\,(y + e)\,\omega^2 = ky$ et

$$y = \frac{e}{\dfrac{k}{m\omega^2} - 1}. \qquad (23.24)$$

Avec l'augmentation de la vitesse angulaire ω la valeur de la flèche y croît, et lorsque $\omega = \frac{\sqrt{k}}{m}$, on a $y \to \infty$, ce qui signifie qu'une telle vitesse angulaire entraîne la rupture de l'arbre.

La vitesse angulaire, à l'approche de laquelle la flèche augmente d'une façon illimitée, s'appelle vitesse *critique*.

Par conséquent,

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}}.$$

Puisque $\omega_c = \frac{\pi n_c}{30}\ s^{-1}$, la vitesse critique en nombre de tours que fait l'arbre par minute

$$n_c = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{kg}{G}} \approx 300\sqrt{\frac{k}{G}}, \qquad (23.25)$$

où $g = 981$ cm/s² est l'accélération de la pesanteur.

Les conclusions obtenues sont également valables lorsqu'on tient compte de la flexion de l'arbre sous l'effet du poids propre du système, car le système tourne autour d'un axe d'arbre fléchi (sous l'action de son poids propre). $f = \frac{G}{k}$ cm étant la flèche statique de l'arbre sous l'effet du poids (G) de la pièce qu'il porte, il vient

$$n_c \approx 300\sqrt{\frac{1}{f}}. \qquad (23.26)$$

Ainsi, le nombre de tours critique d'un arbre est facile à déterminer d'après la flèche statique f.

L'approche de la vitesse critique se manifeste par une forte vibration de l'arbre. Un nombre de tours compris entre 0,7 n_c et 1,3 n_c

est à proscrire, le fonctionnement de longue durée à ce régime rendant la rupture de l'arbre inévitable.

Les résistances variées qui accompagnent les vibrations (frottement intérieur, frottement dans les paliers, influence du milieu extérieur) font que la rupture ne se produit pas instantanément. Puisque pour $\omega > \omega_c$ la flèche de l'arbre a une valeur finie, alors, lorsque l'arbre franchit rapidement la zone des vitesses critiques, son mouvement devient stable. C'est pourquoi les arbres fonctionnent aussi à la vitesse $n > n_c$; dans les cas courants, $n \geqslant (2$ à $3)\ n_c$. Les arbres de ce type s'appellent arbres *flexibles.*

Lorsque $\omega \to \infty$, $y \to e$, c.-à-d. il se produit le phénomène d'*autostabilisation* de l'arbre. Il faut que le passage par la zone des vitesses critiques soit rapide, mais le mieux est d'introduire dans le système des amortisseurs spéciaux dits dampers.

Ainsi, le danger de résonance peut être écarté soit par des arbres rigides résistant bien à la déformation de flexion et ayant des fréquences de vibrations propres élevées, soit par des arbres flexibles minces à faibles fréquences de vibrations propres, qui fléchissent librement sous l'action des forces centrifuges et adoptent la nouvelle forme d'équilibre élastique.

Dans le cas de grandes vitesses, celui des centrifugeuses qui tournent à $n = 20\,000$ ou $40\,000$ tr/mn, par exemple, l'usage d'arbres flexibles non seulement simplifie la construction en diminuant son prix, mais présente la seule solution possible.

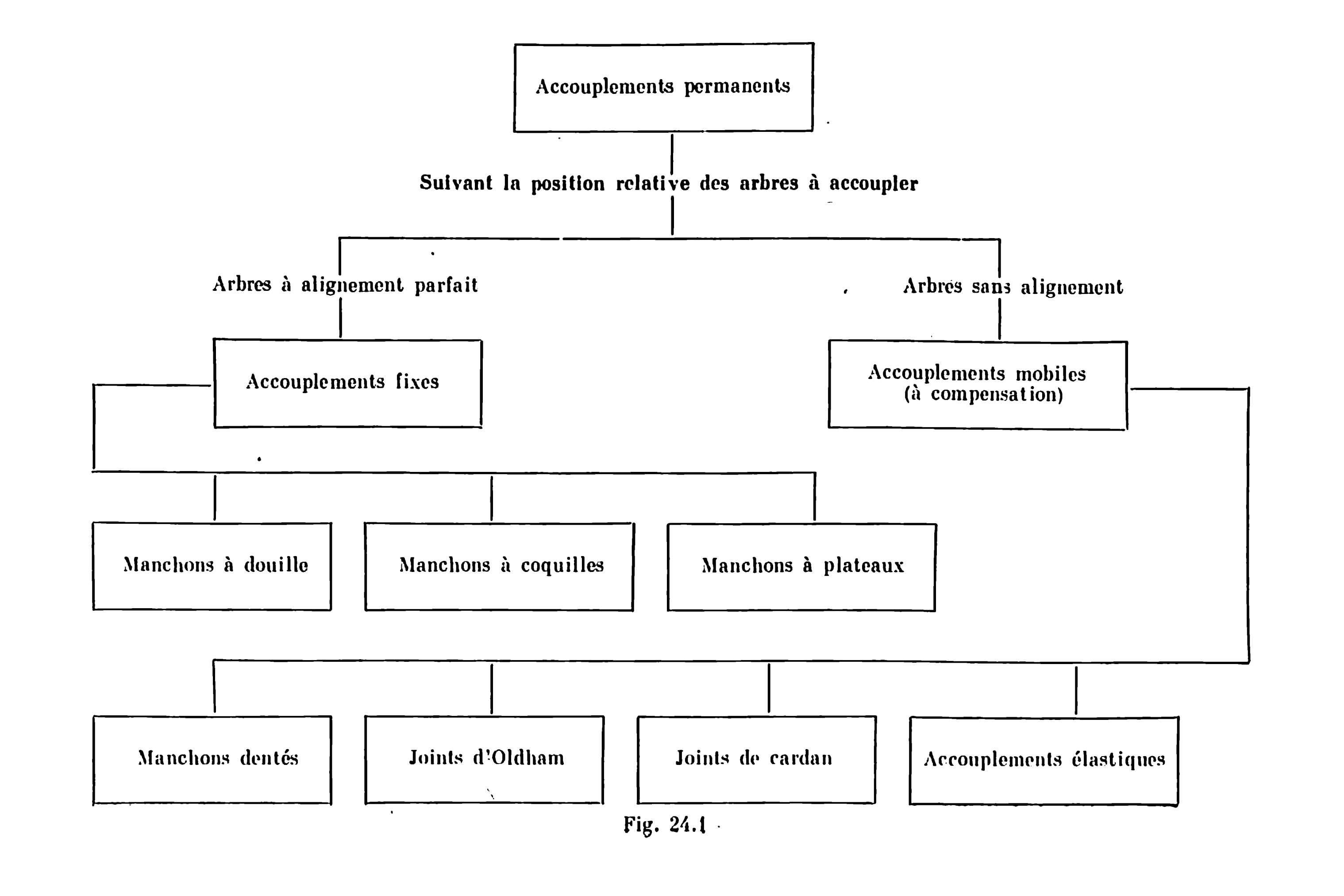
CHAPITRE 24

Accouplements

ACCOUPLEMENTS PERMANENTS

Les accouplements permanents constituent le groupe des dispositifs qui assurent la liaison des arbres sans prévoir leur débrayage. La position relative des arbres à accoupler et la permanence de cette position permettent de les grouper en *accouplements rigides* ou fixes qui solidarisent les arbres à alignement parfait et invariable, et en *accouplements mobiles* qui réalisent la liaison des arbres sans alignement rigoureux et prévoient leur déplacement relatif. La classification générale des accouplements est représentée sur la fig. 24.1.

Accouplements fixes. Les accouplements fixes, contrairement à d'autres types d'accouplements, transmettent d'un arbre à l'autre non seulement les moments de torsion, mais aussi les moments flé-



Accouplements permanents
Suivant la position relative des arbres à accoupler
Arbres à alignement parfait
Arbres sans alignement
Accouplements fixes
Accouplements mobiles
(à compensation)
Manchons à douille
Manchons à coquilles
Manchons à plateaux
Manchons dentés
Joints d'Oldham
Joints de cardan
Accouplements élastiques

Fig. 24.1

chissants et les efforts axiaux produits dans le système. On s'efforce de supprimer l'action des forces supplémentaires (à l'exception des moments de torsion). A cet effet, notamment, les accouplements fixes sont placés près des paliers de l'arbre.

Les accouplements fixes comprennent les manchons à douille, à coquilles et à plateaux.

Le *manchon à douille* est le plus simple des accouplements; il est constitué d'une douille en acier ou en fonte posée à force sur les extrémités des arbres auxquels elle est liée par des goupilles coniques (fig. 24.2) ou plus rarement par des clavettes.

Voici les relations entre les dimensions des manchons qui justifient la condition d'égale résistance des éléments:

$$l \approx 3\, d_a, \; e \approx \frac{3}{4}\, d_a, \; D_e \approx 1{,}5\, d_a,$$

$$d_g = (0{,}3 \text{ à } 0{,}25)\, d_a,$$

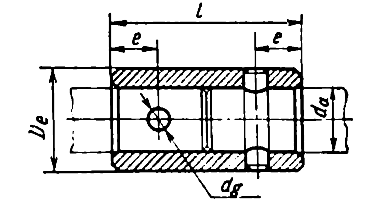


Fig. 24.2

dans la dernière relation, il est d'usage de prendre 0,3 pour les petits manchons et 0,25 pour les grands.

La norme adoptée dans l'industrie des machines-outils recommande pour la fabrication des douilles l'acier 35 ou 45, et pour les douilles prévues pour les arbres à $d_a > 80$ mm, également la fonte СЧ 21-40.

Dans des cas importants, les manchons choisis suivant les indications susmentionnées sont vérifiés au cisaillement des goupilles et à la compression par la goupille de la douille et de l'arbre. Les contraintes les plus susceptibles d'amener la rupture sont généralement les contraintes tangentielles affectant le matériau des goupilles; aussi ce sont ces dernières qui sont le plus souvent cisaillées dans le cas de surcharge importante.

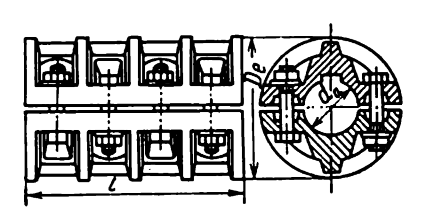


Fig. 24.3

Le *manchon à goupilles boulonnées* (fig. 24.3) est composé de deux coquilles qui serrent les extrémités des arbres à accoupler. Pour diminuer la longueur du manchon, les boulons s'engagent des côtés opposés comme indiqué sur la figure 24.3.

La longueur de l'accouplement est déterminée par le nombre de boulons imposé; ordinairement $l \approx (3 \text{ à } 4)\, d_a$; le diamètre extérieur des manchons $D_e \approx (2 \text{ à } 4)\, d_a$. Les plus grandes valeurs (4 et 4 respectivement) sont valables pour de petits accouplements des arbres de $d_a \approx 25$ mm; les plus petites valeurs (3 et 2), pour de grands manchons (arbres de $d_a > 300$ mm).

Dans les manchons petits et moyens le moment de torsion se transmet seulement par frottement entre l'arbre et le manchon. Dans les accouplements importants, une clavette introduite entre l'arbre et le manchon transmet la plus grande partie du moment de torsion.

Le calcul des manchons à coquilles se ramène à définir les dimensions et le nombre des boulons. Il se fait de la même façon que dans le cas du serrage par pincement, en supposant que même en présence d'une clavette le moment de torsion n'est transmis que par frottement entre les arbres et les coquilles.

Les manchons à douille et à coquilles examinés sont montés sur les arbres après la pose de ces derniers sur les paliers.

Contrairement aux types précédents, les *manchons à plateaux* (fig. 24.4) sont montés sur les extrémités des arbres chauffés ou sous

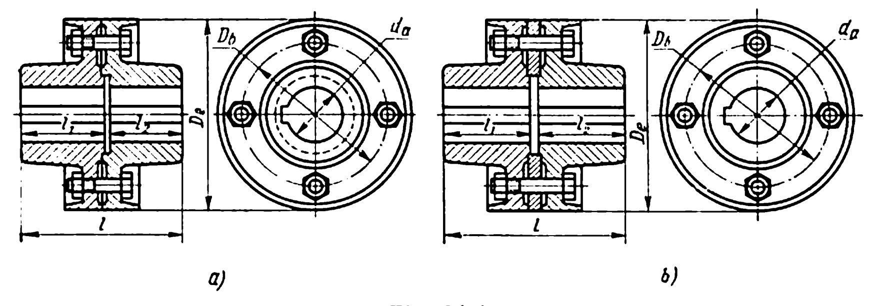


Fig. 24.4

presse avant la pose des arbres sur les paliers. Pour augmenter la précision de l'accouplement, les faces des plateaux et les collets de centrage (fig. 24.4, *a*) sont tournés après la pose sur l'arbre, c'est-à-dire assemblés. Pour rendre plus aisé le démontage de longs arbres de couche, les plateaux sont centrés par deux demi-bagues (fig. 24.4, *b*); cette conception permet de démonter l'arbre sans son déplacement axial.

Lorsque les moments et les efforts à transmettre sont très importants, les plateaux se font d'une pièce avec les arbres. L'existence de plateaux aux extrémités d'arbres impose que toutes les pièces portées par l'arbre (engrenages, poulies, volants, paliers, etc.) soient démontables. C'est un inconvénient important de ces dispositifs, mais par contre ils assurent l'accouplement le plus précis, le plus rigide et le plus résistant. Or, dans les cas importants, comme dans ceux des arbres des turbogénératrices à vapeur à trois paliers, des turbines hydrauliques verticales, des navires, etc., l'accouplement est réalisé par des manchons à plateaux.

Les manchons à plateaux transmettent le moment de torsion soit par le frottement entre les faces des plateaux serrés par boulons, soit

par boulons travaillant au cisaillement et ajustés avec précision dans les trous des plateaux (le calcul des boulons pour des cas analogues est donné dans le chapitre correspondant).

Pour dresser un croquis préalable, on peut poser : longueur totale de l'accouplement $l \approx (5$ à $2{,}5)\ d_a$, diamètre extérieur $D_e \approx (4{,}5$ à $2)\ d_a$ et diamètre de la circonférence des boulons $D_b \approx (6{,}5$ à $2{,}5)\ d_a$.

Le diamètre des boulons et leur nombre sont liés d'une part à leur section totale établie par calcul, et d'autre part, à la nécessité de disposer les boulons suivant la circonférence du manchon compte tenu de la place exigée pour la manœuvre de la clé. Comme dans d'autres cas analogues, la solution optimale se trouve après plusieurs calculs de diamètres d de boulons (d_1, d_2, . . .) et du nombre correspondant z de ceux-ci (z_1, z_2, . . .) dont les résultats sont mis en tableau pour rendre plus suggestive la comparaison *.

Il faut insister sur le fait que les formules (10.17) et (10.18) ne rendent compte que de la transmission du moment de torsion. Or, souvent les manchons à plateaux supportent aussi des moments fléchissants et des efforts de traction. Il en est ainsi, notamment, dans le cas de turbogénératrices à arbre à trois paliers dont l'accouplement subit le moment fléchissant dû au poids du rotor et aux forces d'attraction électromagnétiques ; l'accouplement d'une turbine hydraulique subit un effort de traction résultant du poids de la roue d'action et de la pression hydraulique. Dans des cas particuliers, le calcul de ces charges supplémentaires ne présente aucune difficulté. Mais il n'existe pas de formule assez simple qui en donne une expression générale. Dans tous les cas analogues le calcul consiste à déterminer pour les boulons le serrage initial et les dimensions susceptibles d'assurer la résistance imposée et de parer à l'ouverture éventuelle des joints. Les modes de calcul correspondants ont été exposés au chapitre des boulonnages.

Accouplements mobiles. L'alignement parfait et permanent des arbres, qui est le premier impératif pour les accouplements fixes, est très souvent impossible à réaliser même d'une manière approchée. L'imprécision de la position relative des arbres accouplés, due aux défauts de fabrication inévitables, évolue sous l'action des déformations provoquées par les charges de service, la température, l'affaissement inégal des fondations, etc. Ce sont autant de cas dans lesquels les accouplements fixes sont inapplicables, les arbres devant être liés par des accouplements mobiles ou élastiques.

Les déplacements relatifs éventuels des arbres à accoupler sont représentés sur la figure 24.5. Dans le cas général, ils peuvent être axiaux (λ), rotatifs (φ), transversaux (δ) et angulaires (ψ).

* Pour le calcul préalable des manchons à plateaux le quotient de la surface totale des sections des boulons par celle de la section de l'arbre peut être pris 1/10 à 1/20.

Dans les liaisons réalisées par des systèmes mobiles, ces déplacements sont compensés par la mobilité relative des pièces de l'accouplement. Ceci est obtenu par l'un des moyens suivants:

1) *jeux importants* dans la conjugaison des pièces de l'accouplement; les accouplements de ce type ne s'emploient que dans des transmissions prévues pour des petites vitesses et faibles charges;

2) *glissement* de certaines pièces sur d'autres; ces accouplements nécessitent un graissage; ils s'emploient dans les transmissions à vitesses et à charges quelconques et provoquent une charge supplémentaire relativement faible sur les arbres et les paliers;

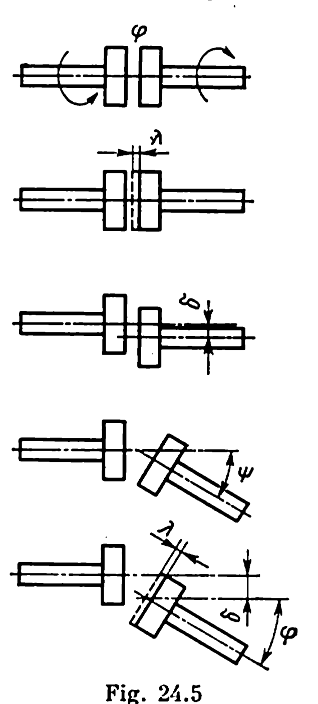


Fig. 24.5

3) *flexibilité* des pièces; ces accouplements ne nécessitent pas de graissage, mais produisent une charge supplémentaire sur les arbres et les paliers d'autant plus grande que la rigidité de l'accouplement et le déplacement relatif des arbres accouplés sont plus importants.

Les accouplements dans lesquels sont utilisés les deux premiers types de compensation (jeux importants et glissement) sont dits *à compensation rigide* ou *rigides* tout court. Les accouplements qui font appel au troisième type de compensation (flexibilité) sont dits *à compensation élastique* ou tout simplement *élastiques*, ou encore *flexibles*.

Les accouplements fixes à compensation peuvent être classés dans les catégories de manchons dentés, joints d'Oldham et joints de cardan.

Tous les accouplements à compensation ne remplissent que partiellement la tâche qui leur incombe: ils ne suppriment pas complètement la charge radiale sur les arbres et les paliers due à un défaut d'alignement des arbres accouplés, mais ne font que la diminuer. De son côté, ces accouplements sont eux-mêmes une source de charges radiales par suite de l'imprécision de fabrication de leurs pièces constitutives *.

De même qu'une manivelle, dans le cas le plus défavorable l'accouplement mobile transmet le moment de torsion M_t par un seul

* C'est ce qui explique la tendance actuelle à remplacer dans les machines lourdes et importantes (turbines, par exemple) les accouplements mobiles par des manchons rigides, plus simples et plus robustes. Ils imposent un montage plus rigoureux des arbres, mais aussi leur fonctionnement est plus sûr.

point (par une dent du manchon denté, par exemple, ou par une broche dans un manchon élastique à broches, etc.) situé à une distance $D/2$ de l'axe de rotation. Dans ce cas, la charge radiale R s'exerçant sur les arbres et égale à l'effort périphérique totale $R = F = 2M_t/D$.

Dans le cas général, la charge radiale supplémentaire est comprise entre $0 < R < F$.

Les études expérimentales montrent que pour les valeurs usuelles des défauts d'alignement et de fabrication, la charge radiale sur les accouplements mobiles courants $R = (0{,}2$ à $0{,}4)\ F$.

Il est évident qu'en appréciant un accouplement mobile, il faut également tenir compte, entre autres facteurs, de la valeur de R. La fonction de compensation du défaut d'alignement est d'autant mieux remplie par le manchon que la charge supplémentaire, provoquée par ce défaut et qui s'exerce sur les arbres et les paliers, est plus faible.

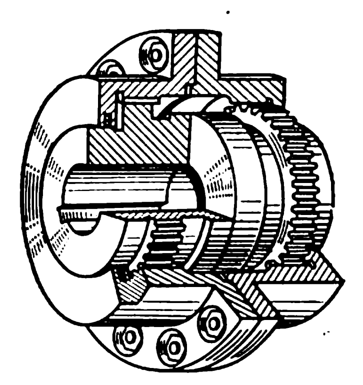


Fig. 24.6

Le *manchon denté* (fig. 24.6) est composé de deux bagues à denture extérieure et de deux frettes à denture intérieure. Les bagues sont assemblées à force en bouts des arbres à accoupler. Les frettes sont liées entre elles par des boulons, elles engrènent avec les bagues dentées sur tout leur pourtour. Lors de la rotation du manchon l'huile qui se trouve à l'intérieur des frettes, est rejetée vers la périphérie et pénètre jusqu'aux points de contact. Le rôle de l'huile est très important dans le fonctionnement du manchon: elle diminue le frottement entre les dents et réduit ainsi la résistance au déplacement relatif des frettes ainsi que la charge radiale supplémentaire sur les arbres et les paliers.

Les dents des manchons se font à développante de cercle avec un angle de pression usuel de 20°. Pour équilibrer la résistance des dents des bagues et des frettes, leurs profils sont réalisés compte tenu de la variation. La tête des dents des bagues est arrondie au même rayon que celle de la tête des dents des frettes. Un jeu est prévu entre les dents des bagues *1* et des frettes *2* qui assure aux arbres un certain déplacement (fig. 24.7).

La valeur de ce déplacement est liée avec le jeu et les autres paramètres de l'accouplement de la façon suivante.

L'angle ψ du déplacement angulaire admissible entre les axes des arbres est déterminé par l'équation (fig. 24.7,*a*):

$$\sin \frac{\psi}{2} = \frac{\Delta}{b},$$

où Δ est le jeu latéral entre les dents ; *b*, la largeur active des dents. La valeur du déplacement transversal admissible est définie par la similitude des triangles *ABC* et *ADE* (fig. 24.7,*b*) :

$$\delta = DE = AE \frac{BC}{AC}$$

ou

$$\delta = \frac{l}{b} \Delta,$$

où *l* est la distance entre les plans médians des dents des deux bagues.

Pour $\frac{l}{b} \approx 7$, $\frac{\Delta}{b} \approx 0{,}013$ et $\Delta \approx 0{,}1$ à 1,5 mm (selon la dimension des accouplements), les limites des déplacements admissibles sont $\delta \leqslant 0{,}7\text{-}10{,}5$ mm et $\psi \leqslant 1°30'$.

Pour augmenter la marge admissible du déplacement transversal δ on fait appel à un arbre intermédiaire. Des déplacements admissibles ψ et δ plus importants encore sont rendus possibles grâce à

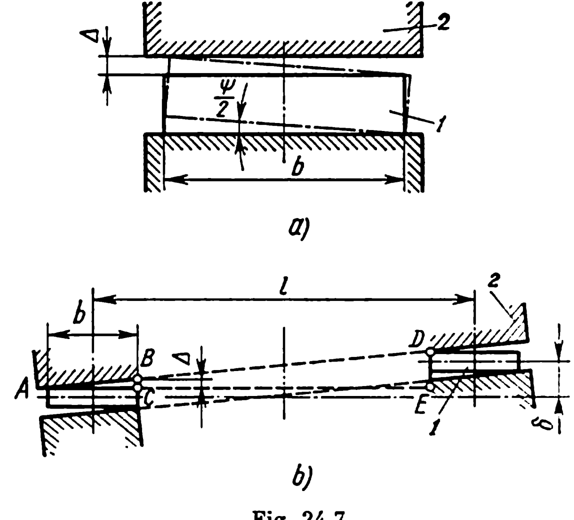


Fig. 24.7

une denture « *bateau* » si avantageusement appliquée aux engrenages (fig. 24.8,*b*). Cette forme de dents est indiquée également pour des valeurs usuelles de ψ et δ. L'usinage plus compliqué de ces dents, qui nécessite l'utilisation d'une machine spéciale à tailler les engrenages, est justifié par un fonctionnement bien meilleur de l'accouplement, des contraintes de contact moindres, une durée de service de l'accouplement plus grande devant les dentures courantes (fig. 24.8,*a*).

Des accouplements dentés relativement récents (leur apparition date des années 1930) ont pris une grande extension, surtout dans la grosse mécanique. En U.R.S.S: les constructions, paramètres essentiels et dimensions de tels accouplements font l'objet d'une norme.

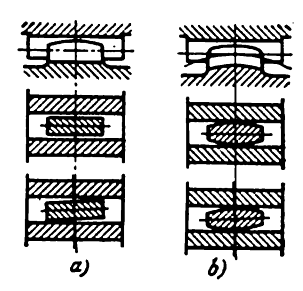


Fig. 24.8

Suivant cette dernière, les diamètres des arbres pouvant être accouplés sont compris entre 40 et 560 mm, le moment de torsion maximal transmis variant de 71 à 100 000 kgfm. Les nombres de tours maximaux indiqués par la norme correspondent à une vitesse périphérique de 25 m/s obtenue sur le cercle primitif de l'engrenage.

Les bagues et les frettes forgées des manchons dentés se font en acier 40, et en acier 45Л11 lorsqu'ils sont moulés. Les dents des bagues et des frettes subissent un traitement thermique qui assure la dureté aux bagues au moins HRC 40 et aux frettes au moins HRC 35. Pour les manchons moins chargés, fonctionnant à des vitesses plus faibles (jusqu'à 5 m/s), on admet une dureté de surface des dents plus faible (HB $\geqslant$ 280), avec une différence obligatoire de l'ordre de HB 30 entre la dureté des dents des bagues et des frettes.

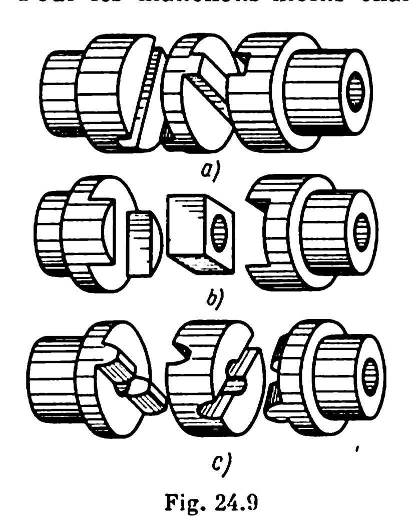


Fig. 24.9

Selon la norme, le déplacement angulaire de l'axe de chaque bague par rapport à celui de la frette correspondante, provoqué en service par le défaut d'alignement des arbres, ne doit pas dépasser 0°30′, c'est-à-dire $\psi/2 \leqslant 0°30'$ (fig. 24.7).

Les calculs de la résistance et de la durée de service des manchons dentés présentent des difficultés considérables par suite de la répartition complexe des charges entre les dents due au déplacement des arbres. La valeur déterminante pour le choix d'un manchon d'après la norme est celle du moment de torsion maximal.

Le *joint d'Oldham* est constitué de deux manchons à rainures rectangulaires et d'un plateau intermédiaire portant une languette sur chacune de ses faces et dont les axes sont respectivement perpendiculaires (fig. 24.9,*a*). Il s'emploie pour accoupler des arbres parallèles ou concourants sous un très faible angle ($\psi \approx 1°$) et dont le déplacement transversal ne dépasse pas $\delta \approx 0{,}05\ d_a$.

La valeur admissible du défaut d'alignement des arbres et en général, l'aptitude au service du joint est définie par les résistances produites lors du déplacement relatif des pièces de l'accouplement. Une résistance importante provoque le coincement du manchon et l'accroissement considérable de la charge s'exerçant sur les arbres.

La variante de cet accouplement avec plateau intermédiaire sous forme de dé carré (fig. 24.9,*b*) a des surfaces actives plus grandes; elle retient mieux l'huile et de ce fait admet $\delta \approx 0{,}1\ d_a$ et $\psi \leqslant 3°$.

Une autre variante du joint, dont les languettes portées par les manchons ont la forme de dent à profil à développante de cercle et la rainure a la forme de coin (fig. 24.9,*c*), admet un déplacement angulaire plus important de l'ordre de $\psi \leqslant 4°$.

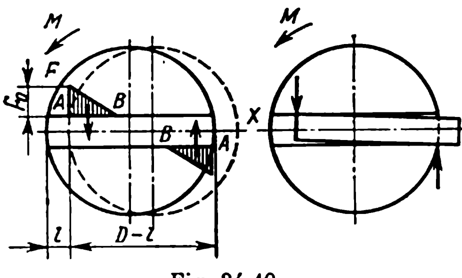


Fig. 24.10

Lors de la rotation des arbres, le plateau intermédiaire du joint effectue un mouvement planétaire: pour un tour de l'arbre, son centre tourne deux fois en décrivant une circonférence d'un diamètre δ, δ étant le déplacement des axes parallèles des arbres.

Le moment de torsion, transmis par le joint, produit sur les facettes actives de la languette une pression qui est en somme inégalement répartie le long de la facette. En considérant la charge répartie suivant un triangle (fig. 24.10) sur la partie de la longueur de la facette $AB = kD$, où k est défini par le jeu entre les facettes et par le degré de leur rodage, on obtient pour le moment de torsion pratique, transmis par le joint, l'expression:

$$M_t = \frac{p_0 kDh}{2}\left[(D-l) - \frac{2}{3}kD\right] = \frac{p_0 kDh}{2}\left[D\left(1-\frac{2}{3}k\right)-l\right],$$

où h est la hauteur active des facettes en frottement et l, le chemin parcouru par la languette dans la rainure en un moment de temps pris arbitrairement.

On en tire

$$p_0 = \frac{2M_t}{hDk\left[D\left(1-\frac{2}{3}k\right)-l\right]}.$$

p_0 est maximale lorsque $l = l_{max} = \delta$:

$$p_{max} = \frac{2M_t}{hDk\left[D\left(1-\frac{2}{3}k\right)-\delta\right]} = \frac{2M_t}{hD^2k\left[\left(1-\frac{2}{3}k\right)-u\right]},$$

où $u = \frac{\delta}{D}$ est le déplacement relatif des arbres.

Après le rodage, la valeur probable de k est comprise entre $0{,}3 \leqslant k \leqslant 0{,}8$. Pour ces valeurs de k, l'expression $k\,(1 - 2/3\,k)$ du dénominateur est comprise entre 0,24 et 0,37. En adoptant la valeur la plus défavorable (0,24) qui correspond à $k = 0{,}3$, la dernière égalité donne:

$$p_{max} = \frac{8M_t}{hD^2\,(1-1{,}2u)}.$$

Lorsque le déplacement transversal est faible ($\delta \ll D$ et $u \ll 1$), avec une approximation suffisante cette expression peut être réduite à

$$p_{max} \approx \frac{8M_t}{hD^2}.$$

Pour les surfaces en aciers cémentés 15X et 20X, trempés jusqu'à la dureté HRC 55 à 60, on peut admettre $p_{max} = 2$ kgf/mm².

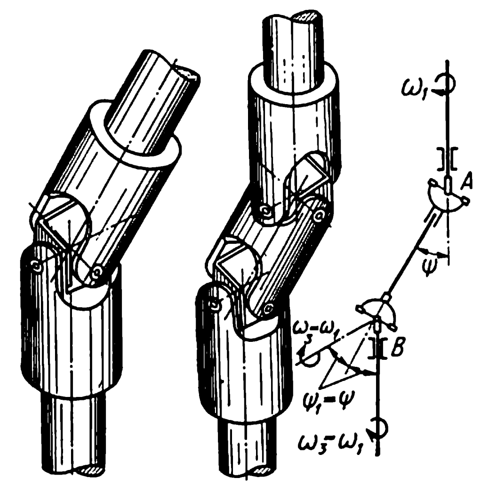


Fig. 24.11

Les *joints de cardan* (appelés également joints universels ou joints de Hooke) s'emploient pour accoupler des arbres dont les axes se coupent sous un certain angle ou, suivant les conditions de service, se déplacent pendant le réglage ou le fonctionnement.

Ces joints sont très usités dans les automobiles par exemple, où ils réalisent la liaison des arbres de la boîte de vitesses et du pont arrière; dans les laminoirs, pour transmettre le moment de torsion aux cylindres actifs; dans les machines-outils, pour transmettre la rotation aux broches interchangeables des têtes multibroches, etc.

Pour les arbres de diamètre d_a = 10 à 40 mm, les dimensions des joints sont normalisées. Les constructions des manchons recommandées par cette norme sont représentées sur la figure 24.11.

Le croisillon et les fourches du joint se font en acier 40X trempé de dureté HRC 48 à 53 ou bien le croisillon en acier ШX15 et les fourches en acier au chrome trempé de HRC 60 à 65. Les joints de cardan doivent être protégés contre l'encrassement et la poussière et lubrifiés convenablement.

28—01250

Dans le cas d'absence d'alignement l'inconvénient que présentent les joints de constructions courantes est une rotation irrégulière de l'arbre récepteur, la vitesse de l'arbre moteur étant constante *. Les accélérations angulaires de l'arbre récepteur qui en résultent font apparaître des forces d'inertie qui sont des sollicitations supplémentaires s'exerçant sur les pièces du joint. Dans certaines conditions, l'usage d'un double joint permet de synchroniser la rotation des arbres moteur et récepteur. Pourtant, la vitesse de l'arbre intermédiaire dans ce cas est également irrégulière **.

Accouplements élastiques. Parmi les divers types de ces dispositifs les *accouplements élastiques* occupent une place particulière. Outre la compensation du défaut d'alignement des arbres à accoupler, ils influent essentiellement sur la caractéristique dynamique du système en la modifiant dans le sens voulu.

Deux disques à moments d'inertie des masses égaux respectivement à I_1 et I_2 sont liés par une tige impondérable d'une rigidité à la torsion c. La flexibilité à la torsion d'un accouplement élastique étant nettement inférieure à celle des arbres à accoupler, on peut admettre que c correspond également à la rigidité du système et à celle de l'accouplement.

La dynamique nous enseigne que lorsqu'un système est soumis à un moment perturbateur $M = M_0 \sin \omega t$, l'amplitude du moment sollicitant l'accouplement (sur notre dessin, la barre) s'exprime par la formule:

$$M_t = \pm M_0 \frac{I_2}{I_1 + I_2} \mu.$$

Le coefficient μ, caractérisant l'efficacité de l'accouplement élastique, est fonction essentiellement du rapport des fréquences $\frac{\omega}{p}$, où ω est la fréquence du moment perturbateur, p, la fréquence propre des oscillations du système non amorti $\left(p = \sqrt{\frac{c}{I_1} + \frac{c}{I_2}}\right)$.

La fréquence des vibrations propres d'un système muni d'un accouplement doit être nettement inférieure à celle des forces perturbatrices. Dans ces conditions on peut négliger l'amortissement et déterminer le coefficient μ d'après la relation connue

$$\mu = \frac{1}{\left(\frac{\omega}{p}\right)^2 - 1}.$$

Si, par exemple, $\frac{\omega}{p} = 3$ à 5, alors $\mu = \frac{1}{8}$ à $\frac{1}{24}$.

---

* Il existe une conception spéciale des joints, dits homocinétiques, qui réalisent une vitesse angulaire constante.

** C'est pourquoi le moment d'inertie de l'arbre intermédiaire doit être réduit au possible pour affaiblir son action sur le fonctionnement de la machine.

Ainsi, lorsque le choix est correct, un accouplement élastique est un dispositif efficace pour parer aux vibrations.

L'organe essentiel d'un accouplement élastique qui détermine ses propriétés et son aptitude à la fonction est l'élément élastique.

Les matériaux des éléments des accouplements actuellement en usage sont essentiellement l'acier et le caoutchouc. Au cours de la dernière décade, les éléments élastiques en caoutchouc ont trouvé une application particulièrement grande grâce à leur propriété importante d'admettre de fortes déformations et de dissiper par unité de volume une quantité considérable d'énergie. L'énergie unitaire de déformation élastique du caoutchouc est d'environ 4500 kgfm/kgf, alors que pour l'acier à ressorts elle est inférieure à 3 kgfm/kgf. L'usage courant des éléments élastiques en caoutchouc n'est devenu possible qu'après l'établissement d'une méthode de fixation fiable du caoutchouc sur les métaux. La résistance de cet assemblage atteint actuellement 70 kgf/cm^2 et ce presque jusqu'à 80 °C.

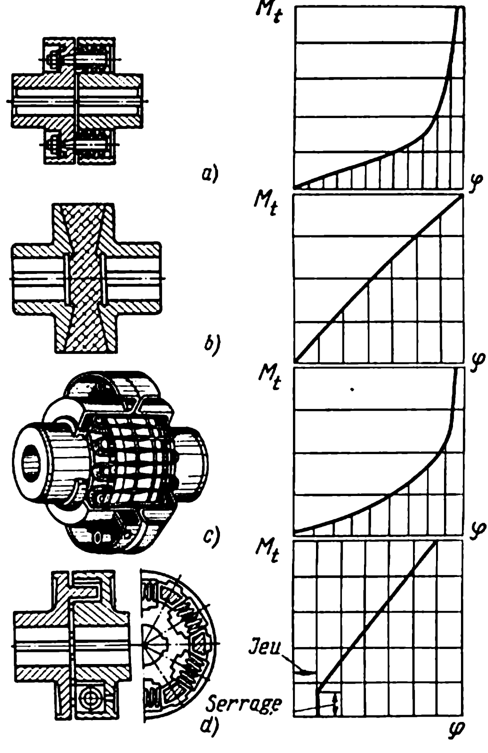


Fig. 24.12

Les constructions d'accouplements existantes utilisent presque tous les types d'éléments caoutchouc-métal, ainsi que les ressorts à lames et à boudins (de compression, flexion et torsion) en acier. Les principes de calcul de ces éléments sont exposés dans le chapitre 11.

Les courbes charge-déformation des ressorts, rectilignes dans les cas courants pour de faibles déformations, sont incurvées dans le sens voulu à l'aide de butées, jeux et autres artifices de ce genre.

Les constructions typiques de certains autres accouplements élastiques avec leurs diagrammes sont représentées sur la figure 24.12.

L'*accouplement élastique à broches et tampons* normalisé (type МУВП, fig. 24.12,*a*) est composé de deux plateaux dont l'un porte

des broches en acier fixées par des queues coniques; sur les broches viennent se fixer des tampons en caoutchouc composés de plusieurs rondelles à section trapézoïdale. Le deuxième plateau est muni d'alvéoles cylindriques où logent les broches avec les tampons.

L'assortiment des accouplements normalisés comporte deux séries numérotées chacune de 1 à 9 dans l'ordre de l'accroissement des diamètres des arbres assemblés (de 28 à 150 mm) et des moments de torsion transmis, de 12,8 à 1538 kgfm pour la série des accouplements usuels (MH1 à MH9) et de 6,7 à 716 kgfm pour la série allégée (MO1 à MO9).

La vitesse périphérique sur le diamètre extérieur des accouplements de cette norme ne doit pas dépasser 30 m/s. Il en est ainsi surtout parce que des sollicitations très fréquentes échauffent les tampons en caoutchouc et provoquent leur destruction.

Les accouplements du type МУВП n'ont pas pour tâche de corriger les défauts d'alignement des arbres accouplés mais seulement de compenser les déplacements axiaux des arbres, caractéristiques des

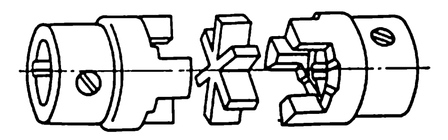


Fig. 24.13

rotors des machines électriques (réglage automatique dans le champ magnétique), et d'amortir les chocs lors de la transmission de la rotation. L'utilisation de ces accouplements pour la liaison d'arbres non alignés conduit à l'usure rapide des tampons élastiques et à l'apparition de charges radiales supplémentaires sur les arbres et leurs paliers (voir p. 428).

Le choix des accouplements suivant la norme est guidé par l'encombrement disponible et les valeurs des moments de torsion indiquées dans les tableaux correspondants des normes.

Les *accouplements à étoile de caoutchouc* (fig. 24.13) sont composés de deux manchons à deux (pour $D = 25$ à 40 mm) ou à trois (pour $D = 50$ à 160 mm) crabots de section triangulaire ou trapézoïdale. Les crabots logent dans les creux correspondants de l'élément élastique intermédiaire constitué par une étoile de caoutchouc. Lors de la transmission du moment de torsion, deux ou trois dents travaillent dans chaque direction en fonction du nombre de crabots du manchon. Les pressions admissibles varient de 20 kgf/cm^2 pour $n =$ $= 1\,750$ tr/mn à 70 ou 100 kgf/cm^2 pour $n = 100$ tr/mn. Les standards prévoient des accouplements pour des moments s'échelonnant de 0,15 à 45 kgfm.

Les *accouplements à enveloppe de caoutchouc torique ou annulaire* (fig. 24.14, *a* et *b*) sont composés de deux manchons, d'une enveloppe élastique en caoutchouc ou en tissu cordé et de bagues de serrage.

Dans les accouplements à marche rapide, l'enveloppe est faite d'une pièce, dans les autres, pour la commodité du montage, elle est coupée ou composée de plusieurs colliers élastiques de même forme.

Les avantages de cet accouplement sont la possibilité de compenser des écarts importants de la position des arbres, la simplicité de montage et de remplacement de l'élément élastique ; son inconvénient est l'encombrement relativement grand.

Le déplacement admissible des axes des arbres en fonction du diamètre de l'accouplement : dans le sens radial 2 à 6 mm ; dans le sens axial jusqu'à 8 mm ; dans le sens angulaire, 2 à 6°. L'angle de torsion maximal est de 5°. Il est limité par la perte de stabilité élastique de l'enveloppe en caoutchouc. Le standard « Accouplements élastiques à enveloppe torique » prévoit 14 dimensions types des accouplements aux diamètres des enveloppes de 100 à 1 250 mm pour la transmission des moments de torsion de 1,8 à 6 000 kgfm.

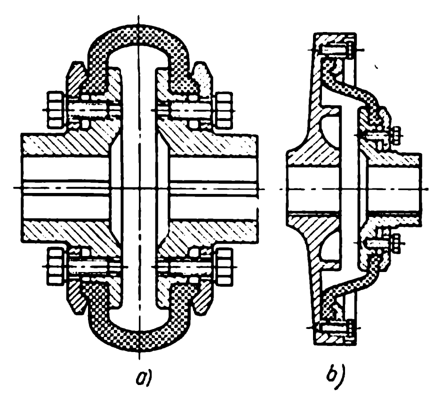


Fig. 24.14

Accouplements en caoutchouc et métal (fig. 24.12,*b*). Les accouplements de ce type se distinguent par une forte adhérence du caoutchouc aux pièces métalliques. Dans ces conditions la charge se répartit uniformément sur toute la surface de contact du métal avec le caoutchouc, ce qui permet la meilleure exploitation des propriétés élastiques du caoutchouc. Dans les petits accouplements, transmettant des moments de torsion inférieurs à 650 kgfcm, le caoutchouc est collé directement aux plateaux ; dans les grands, dont la capacité atteint 1 600 kgfm, le caoutchouc est collé aux disques intermédiaires fixés aux plateaux par des boulons.

Le fonctionnement de ces accouplements est silencieux même lors du renversement de marche.

Accouplement à lame de ressort (fig. 24.12, *c*) est le plus parfait des dispositifs à éléments élastiques en acier utilisés actuellement. Il est constitué de deux manchons dentés montés à force sur les extrémités des arbres, d'une lame le ressort logée dans les intervalles entre les dents, d'un protecteur qui ferme le ressort et les dents abondamment lubrifiés à la graisse consistante.

Pour réduire la section du ressort des grands accouplements, on dispose les spires sur deux ou trois rangs. Le diagramme moment-déformation de ces accouplements, défini par le profil des dents, peut être ou ne pas être linéaire.

Accouplement à ressorts à boudin (fig. 24.12, *d*). Un des deux manchons porte des ressorts à boudin posés généralement avec préserrage. L'autre manchon porte des griffes qui logent avec jeu dans les évidements entre les ressorts du premier manchon. Le moment de torsion est ainsi transmis d'un manchon à l'autre par l'intermédiaire des ressorts à boudin. Le diagramme moment-déformation imposé s'obtient par le choix approprié du serrage, des jeux et des limiteurs. Ces accouplements conviennent pour les cas où l'on doit observer rigoureusement la caractéristique imposée. Les facteurs principaux de cette caractéristique (rigidité des ressorts, jeux et écartement des limiteurs) sont relativement aisés à établir par calcul et à observer lors de la fabrication.

ACCOUPLEMENTS TEMPORAIRES OU EMBRAYAGES

Les embrayages permettent d'assurer l'accouplement ou la séparation des arbres en rotation relative (en marche) ou à l'arrêt (au repos).

La classification des embrayages est représentée sur la fig. 24.15.

Les arbres et autres pièces liés par des embrayages doivent être rigoureusement alignés. Les défauts d'alignement dégradent brusquement le service de tous les types d'embrayages et les mettent rapidement hors d'usage.

Embrayages à friction. Les embrayages à friction sont prévus pour réaliser l'entraînement progressif de deux arbres en marche et leur séparation rapide ou lente. Dans les automobiles, les excavateurs, les tracteurs, les treuils et dans certaines machines-outils, les embrayages à friction sont les organes essentiels dont dépend le fonctionnement sans aléas de la machine.

Parmi les divers types d'embrayages ceux à friction sont les plus usités. Aussi arrive-t-il qu'on les désigne parfois simplement par le terme d'« embrayage ».

Dans le fonctionnement de ces embrayages on distingue quatre périodes:

1) engagement: les surfaces actives se rapprochent et sont serrées l'une à l'autre; l'arbre mené est accéléré jusqu'à la vitesse de l'arbre menant;

2) embrayage engagé: les arbres mené et menant tournent à la même vitesse;

3) débrayage: les surfaces actives se desserrent et s'écartent; l'arbre mené poursuit sa rotation décroissante jusqu'à l'arrêt complet;

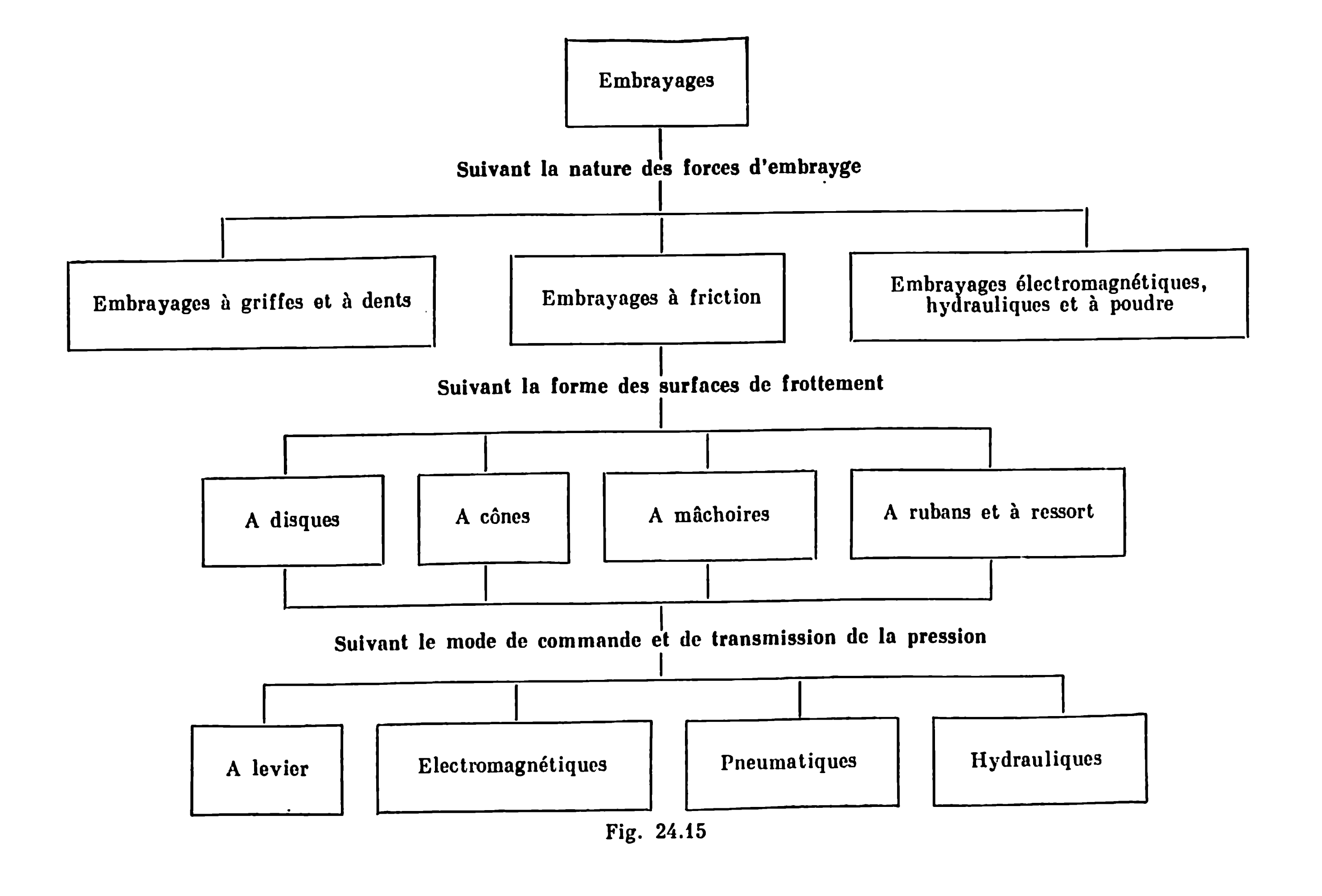

Embrayages
Suivant la nature des forces d'embrayge
Embrayages à griffes et à dents
Embrayages à friction
Embrayages électromagnétiques, hydrauliques et à poudre
Suivant la forme des surfaces de frottement
A disques
A cônes
A mâchoires
A rubans et à ressort
Suivant le mode de commande et de transmission de la pression
A levier
Electromagnétiques
Pneumatiques
Hydrauliques

Fig. 24.15

4) embrayage débrayé : les surfaces actives sont séparées par un jeu ; l'arbre mené est immobile, l'arbre menant continue à tourner ou est également immobile.

Examinons chacune de ces périodes.

La chaîne cinématique est divisée par l'embrayage en deux parties : motrice et réceptrice (fig. 24.16).

Au moment qui précède l'engagement, l'arbre menant tourne à vitesse angulaire constante ω_0, alors que l'arbre mené est au repos ($\omega = 0$).

Le travail A absorbé par le dispositif pendant l'engagement a trois composantes : A_1, le travail du frottement pendant le temps t_1, quand $\omega = 0$ et le moment de frottement dans l'embrayage de croît $M = 0$ à $M = M_r$, moment des résistances extérieures sur l'arbre mené ; A_2, le travail nécessaire pour augmenter l'énergie cinétique des masses associées à l'arbre mené et compenser les pertes pendant le temps $(t_2 - t_1)$, lorsque ω croît de 0 à ω_0 ; A_3, le travail absorbé par les résistances extérieures sur l'arbre menant et les pertes pendant le temps $(t_2 - t_1)$.

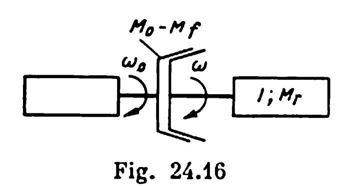


Fig. 24.16

Les valeurs de A_1, A_2 et A_3 sont définies par les relations connues de la mécanique

$$A_1 = \int_0^{t_1} M\omega_0\,dt; \qquad A_2 = \int_{t_1}^{t_2} (M - M_r)\,\omega_0\,dt;$$
$$A_3 = \int_{t_1}^{t_2} M_r\omega_0\,dt. \qquad (24.1)$$

L'arbre mené ne reçoit qu'une partie A' du travail A, absorbée par l'augmentation de l'énergie cinétique des masses en mouvement A'_2 et le travail des résistances extérieures A'_3 (c'est-à-dire que $A' = A'_2 + A'_3$), alors que

$$A'_2 = I\frac{\omega_0^2}{2} \quad \text{et} \quad A'_3 = \int_{t_1}^{t_2} M_r\omega\,dt, \qquad (24.2)$$

où I est le moment d'inertie des masses en mouvement, associées à l'arbre mené, réduit à l'axe de cet arbre. Par conséquent, les pertes par frottement dans l'embrayage

$$A_f = A - A' = A_1 + A_2 + A_3 - A'_2 - A'_3. \qquad (24.3)$$

Le calcul de A_f (très simple dans le cas général) se heurte à des difficultés lors de l'intégration des équations (24.1) et (24.2), car les

lois de variation dans le temps des valeurs à intégrer sont souvent inconnues.

Pour un calcul approché de A_f, on adopte cette simple hypothèse, fréquente dans la pratique des calculs: l'augmentation du moment de frottement d'un embrayage est si rapide que l'on peut poser $t_1 \approx \approx 0$ et $M = \text{const} = M_{fr}$; le moment des résistances extérieures pendant l'engagement ne change pas ($M_r = \text{const}$).

L'allure du mouvement de l'arbre mené pendant le temps ($t_2 - - t_1$) est définie par l'équation de la quantité de mouvement:

$$I d\omega = (M_{fr} - M_r)\, dt.$$

Dans le cas considéré l'accélération est constante

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_{fr} - M_r}{I}$$

et le temps $t_2 = \frac{I\omega_0}{M_{fr} - M_r}$.

Ainsi:

$$\left.\begin{aligned} &A_1 = 0; \\ &A_2 = (M_{fr} - M_r)\,\omega_0 t_2 = I\omega_0^2; \\ &A_3 = M_r \omega_0 t_2 = I\omega_0^2 \frac{M_r}{M_{fr} - M_r}; \\ &A_2' = I\frac{\omega_0^2}{2};\ A_3' = I\frac{\omega_0^2}{2}\frac{M_{fr}}{M_{fr} - M_r}. \end{aligned}\right\}$$

En substituant ces valeurs à A_1, A_2, A_3, A_2' et A_3' dans l'équation (24.3), on obtient une expression simple pour le travail absorbé par le frottement lors de l'engagement de l'embrayage:

$$A_f = I\frac{\omega_0^2}{2}\frac{M_{fr}}{M_{fr} - M_r} \tag{24.4}$$

Cette dernière expression permet de tirer des conclusions très importantes pour l'établissement des embrayages à friction. La vitesse ω_0 étant imposée, pour diminuer les pertes par frottement il faut réduire au possible I et augmenter pour la période d'engagement la différence ($M_{fr} - M_r$) (engager à vide, par exemple, lorsque $M_r \approx \approx 0$). Pourtant, l'augmentation de la différence ($M_{fr} - M_r$) amène l'accroissement proportionnel des accélérations et des forces d'inertie. La valeur limite de ces forces définit ainsi la valeur maximale de ($M_{fr} - M_r$).

Un embrayage engagé doit transmettre à l'arbre mené le moment de torsion de l'arbre menant, le patinage sous charge normale étant inadmissible *. Définissons le moment de torsion maximal que l'em-

---

* Le travail d'un embrayage à friction en tant que limiteur de couple est étudié à la p. 463.

brayage est susceptible de transmettre, c'est-à-dire le moment limite qui précède directement le patinage.

Lorsque deux plans en forme de disques plats à rayons r_i (intérieur) et r_e (extérieur), par exemple, sont serrés l'un à l'autre avec une force F, il se produit entre les disques un frottement dont le moment peut être exprimé par la formule :

$$M_{fr} = f\, F r_{réd}, \tag{24.5}$$

où f est le coefficient de frottement entre les surfaces conjuguées ;
$r_{réd}$, le rayon de réduction des forces de frottement des surfaces serrées qu'on peut poser égal au rayon moyen :

$$r_{réd} = r_{moy} = 0{,}5\,(r_e + r_i)\ *.$$

En introduisant dans la relation (24.5) l'aire d'un couple de surfaces de frottement $S_{fr} = 2\pi r_{moy} b$ et la pression unitaire moyenne $F_u = \frac{F}{S_{fr}}$, on obtient :

$$M_{fr} = f\, F r_{moy} = f\, F_u S_{fr} r_{moy}. \tag{24.6}$$

Lorsque le nombre de couples de surfaces de frottement correspondant aux diverses valeurs de f, F et r_{moy} est z, le moment de torsion qu'ils transmettent est :

$$M_{fr} = \sum_{i=1}^{z} f_i F_i r_{moy\,i} = \sum_{i=1}^{z} f_i F_{u\,i} S_{fr\,i} r_{moy\,i}. \tag{24.7}$$

L'expression (24.7) est déterminante pour le calcul des embrayages à friction.

Les pertes produites lors du désengagement d'un embrayage peuvent être calculées de la même façon que pour l'engagement. Ces pertes sont faibles et dans les cas courants, n'ayant pas d'intérêt pratique, elles ne sont pas prises en considération.

Pour un embrayage désengagé l'impératif majeur est l'absence de frottement entre les parties en rotation relative. Les embrayages multidisques présentent sous ce rapport des difficultés particulières.

Les causes de frottement entre les disques d'un embrayage désengagé peuvent être : a) le gauchissement des disques et leur contact même après débrayage ; b) leur adhérence due à la présence de lubrifiant entre leurs surfaces.

Pour parer au premier inconvénient, il faut soigner la fabrication des disques, éliminer leur gauchissement en service et prévoir des jeux suffisants lorsque les disques sont débranchés ; pour parer au

---

* En somme, la valeur de $r_{réd}$ dépend du mode de distribution des forces de frottement élémentaires sur les surfaces de frottement. Il est démontré que les différentes hypothèses relatives à ce mode donnent des résultats très proches permettant d'adopter pour le calcul des embrayages $r_{réd} = r_{moy}$.

deuxième inconvénient, il faut écarter à force les disques, l'embrayage étant débranché.

Le pompage de l'huile entre les disques, l'embrayage étant désengagé, est très efficace. Outre la diminution du frottement entre les disques, cet artifice assure un refroidissement intense des surfaces de frottement.

D'après leur destination qui est de transmettre le moment de torsion par l'intermédiaire des forces de frottement entre les surfaces serrées les unes contre les autres, les embrayages à friction peuvent être classés d'après les facteurs suivants: matériaux, forme et nombre de surfaces de frottement et mode de leur serrage (commande de l'embrayage).

Les particularités de fonctionnement des embrayages à friction examinées dans ce qui précède et les expressions (24.5) à (24.7) permettent d'énoncer quelques prescriptions spéciales, auxquelles doivent satisfaire les matériaux des surfaces de frottement:

a) coefficient de frottement élevé, qui garde une valeur constante pour une marge de vitesse, de température et de charges assez grande;

b) résistance mécanique et thermique suffisante;

c) faible usure et absence d'entailles;

d) conductibilité thermique élevée susceptible d'assurer une évacuation rapide de la chaleur des surfaces de frottement.

Les caractéristiques des matériaux de friction les plus usités sont indiquées dans la tableau 24.1.

Tableau 24.1

Caractéristiques des matériaux de friction les plus usités

Matériaux des surfaces de frottement	Conditions de service	Coefficient de frottement f	Pression unitaire $[F_u]$ en kgf/cm²	Température maximale en °C
Acier trempé—acier trempé	Avec graissage	0,08	6 à 8	250
Fonte—fonte ou acier	» »	0,06	6 à 8	250 à 300
	A sec	0,15	2,5 à 4	250 à 300
Bronze—fonte ou acier	Avec graissage	0,05	4	150
Amiante pressée—fonte ou acier	A sec	0,3	2 à 3	150 à 200
Cermet—fonte ou acier	» »	0,4	3	550
	Avec graissage	0,1	8	550

Lors d'un service intense, les embrayages à surfaces de frottement métalliques (fonte sur fonte, acier sur acier, bronze sur acier) nécessitent généralement un graissage abondant, surtout s'il s'agit des couples acier et bronze sur acier; dans le travail à sec, leur usure

atteint des valeurs inacceptables. Le coefficient de frottement de tels couples étant relativement faible, ils imposent un encombrement important ou un grand nombre de surfaces de frottement. Pratiquement cet impératif n'est réalisable que dans les embrayages multidisques, où les couples de friction métalliques sont effectivement utilisés avec succès.

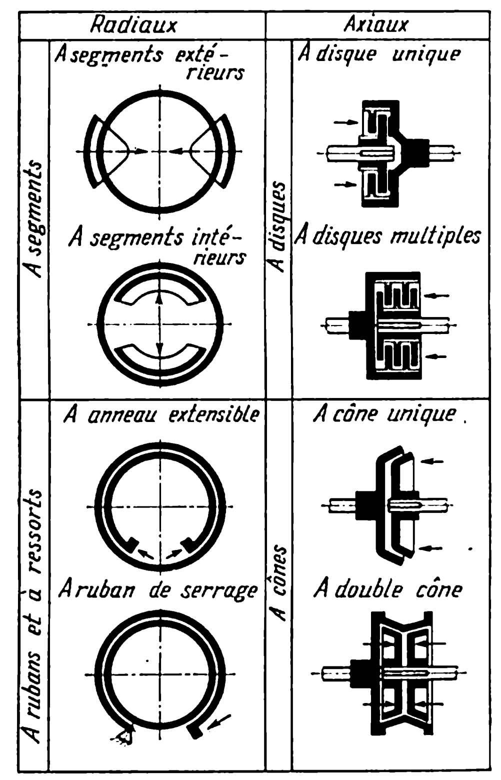


Fig. 24.17

Pour éliminer les inconvénients propres aux matériaux de friction métalliques on a été conduit à la création de matériaux à base d'amiante et de cermets fabriqués à partir de métaux et matières non métalliques en poudre. Ces matériaux permettent de diminuer l'encombrement des embrayages, ils ont une meilleure tenue à l'usure et peuvent travailler avec graissage ou à sec.

Suivant la disposition et la forme des surfaces de frottement les embrayages à friction sont divisés en *radiaux*, à surfaces de frottement cylindriques, et *axiaux*, à surfaces de frottement planes ou coniques. Ces embrayages eux-mêmes se subdivisent suivant leur présentation et le nombre de surfaces de frottement. La figure 24.17 donne la schématisation des types essentiels d'embrayages à friction.

Commande de l'embrayage. Voici les prescriptions imposées à ce type de dispositifs:

1) engagement progressif assurant l'accélération prévue de la machine (pour les autobus et les trolleybus, par exemple, celle-ci ne doit pas dépasser 4 m/s^2 lorsque les passagers se tiennent debout dans le couloir);

2) répartition uniforme de la pression sur toute l'aire des surfaces de frottement;

3) l'effort et la course nécessaires pour la commande ne doivent

pas dépasser respectivement (suivant le type de machine) : 6 à 15 kgf et 200 à 240 mm sur la poignée, 8 à 30 kgf et 100 à 200 mm sur la pédale ;

4) réglage possible pour rattraper l'usure des surfaces de frottement sans dégrader l'aptitude au service de l'embrayage et sans rendre plus difficile sa commande ;

5) sécurité de fonctionnement dans toute la marge des conditions de service imposées (différentes saisons, température, etc.).

Les facteurs déterminants pour la classification des commandes sont : 1) nature de l'énergie utilisée pour la commande et 2) le mode de transmission de l'effort aux surfaces de frottement,

Suivant la nature de l'énergie on distingue les commandes actionnées par la force musculaire et par l'énergie fournie par le moteur de

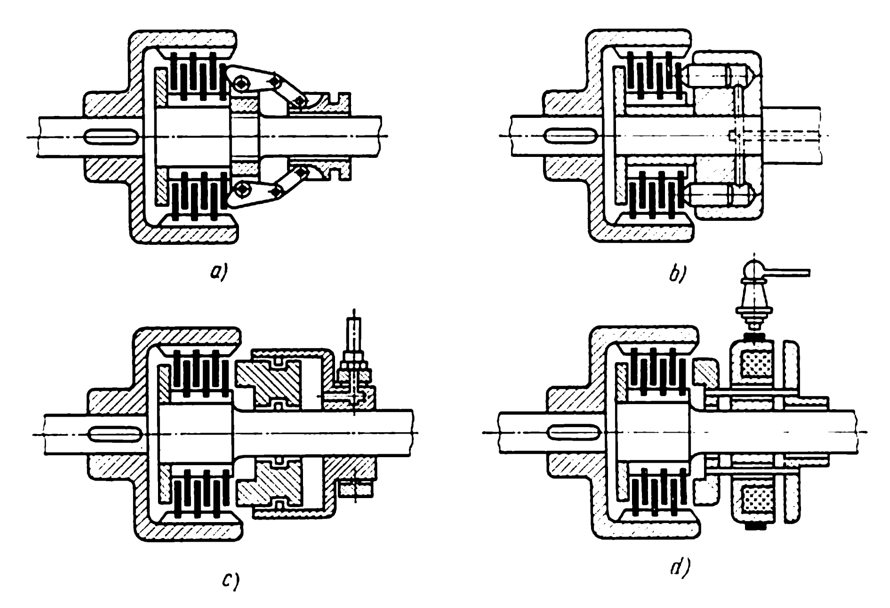


Fig. 24.18

la machine ou par une autre source. Autrefois on ne pouvait utiliser dans ce but que de la force musculaire. De nos jours ce mode de commande ne s'applique que lorsque l'effort d'engagement est peu important. Dans les autres cas, la commande est rendue plus aisée et plus simple (automatisation comprise) par l'usage d'une source auxiliaire d'énergie.

Suivant le mode de transmission de l'effort, on distingue les commandes : a) par levier (ainsi qu'à rotule, à came) ; b) pneumatiques ; (c) hydrauliques ; d) électromagnétiques.

La figure 24.18 schématise quatre variantes des embrayages à friction à disques multiples, correspondant aux modes de transmission de l'effort de serrage mentionnés.

Les transmissions par leviers étaient surtout usitées à l'époque des commandes manuelles (et à pied). Le champ de leur application s'est rétréci par la suite, et de nos jours, pour la commande de gros embrayages, les leviers ne s'emploient presque plus.

Du nombre très grand des embrayages à friction nous n'examinerons que ceux qui ont pris une très grande extension en raison des avantages qu'ils présentent.

Embrayages à disques. Les disques pleins ou à garnitures sont plus simples à fabriquer que les éléments de friction d'une autre forme.

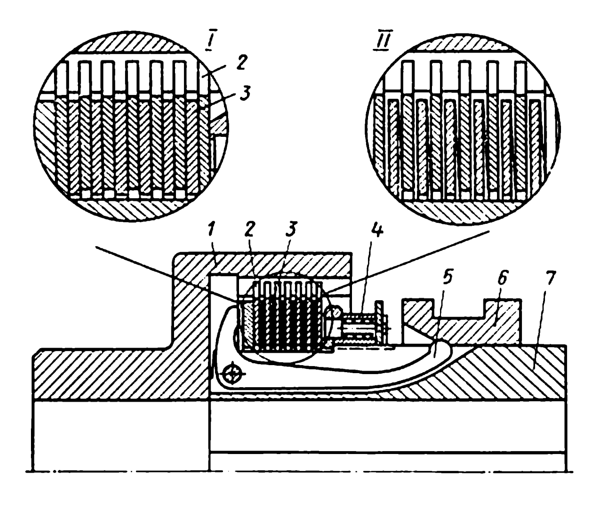


Fig. 24.19

En variant le nombre de disques d'une dimension donnée, on peut obtenir des embrayages pour la transmission de différents moments de torsion, ce qui facilite la normalisation et la fabrication centralisée des embrayages.

Les embrayages à disques sont moins encombrants que ceux d'autres types ; le remplacement de leurs pièces usagées est beaucoup plus simple.

Tous ces avantages expliquent que les embrayages à disques aient trouvé une grande application dans les automobiles, tracteurs, machines-outils, etc. Toutes les voitures automobiles actuelles sont à embrayage à disque unique.

La figure 24.19 représente un embrayage à disques multiples de machines-outils. En *I*, l'embrayage est engagé : les disques dentés *2* du manchon extérieur *1* et les disques dentés *3* du manchon intérieur *7*

sont serrés à l'aide des leviers *5* et de la butée *6*. En *II*, au débrayage la butée *6* se déplace à droite, les leviers *5* tournent et libèrent les disques. Cette construction se distingue par une forme ondulée spéciale des disques intérieurs. Aussi, lorsque le serrage est supprimé, il se produit un desserrage forcé des disques, ce qui diminue les pertes par frottement au débrayage. La bague *4* fixée à la partie filetée du manchon *7* est prévue pour le réglage. Elle est maintenue en position par un verrou à ressort.

Les éléments essentiels des embrayages considérés sont les disques dont les faces ont pour tâche de produire des forces de frottement. La figure 24.20 montre les constructions les plus courantes des disques. Les trous, les rainures et les fentes pratiqués dans les disques améliorent le graissage et le refroidissement, diminuent le gauchissement lors de l'échauffement et rendent l'engagement de l'embrayage plus doux. Lorsque la fréquence des engagements est faible et les conditions de service relativement peu sévères, les disques se font lisses, en acier (*1*). Dans les embrayages à patinage fréquent et durable on emploie des disques à garnitures en cermets et à fentes radiales (*2*).

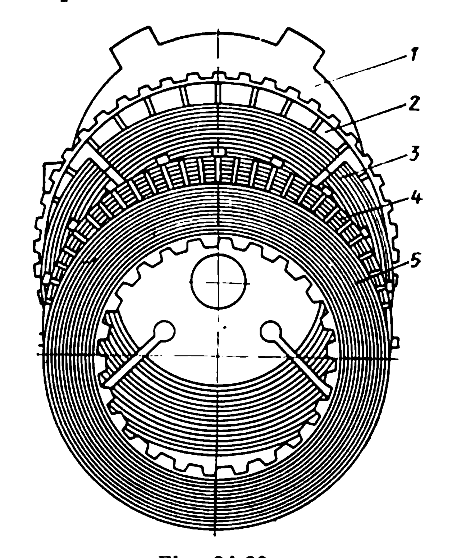


Fig. 24.20

La rainure en spirale des disques (*3*, *4* et *5*) sert à intensifier leur refroidissement en position débrayée et à exprimer légèrement l'huile lors de l'engagement. Pour réduire le gauchissement, les disques sont munis de fentes radiales (*3*). Le moment de torsion est transmis par les dents extérieures (*1*, *2* et *4*) ou intérieures (*5*). Ces dents s'engagent dans les cannelures correspondantes des manchons.

La faible épaisseur des disques fait que leur assemblage subit des sollicitations très importantes.

Embrayages électromagnétiques. On donne couramment ce nom aux embrayages à friction dont les surfaces de frottement sont serrées par la force d'attraction d'un électro-aimant (solenoïde), partie constitutive de l'embrayage.

Bien qu'il soit possible de réaliser en principe des embrayages électromagnétiques à surfaces de frottement les plus variées et que certains types existent effectivement, ce sont cependant les embrayages à disques qui ont trouvé dans l'industrie la plus grande application.

Les constructions types de tels embrayages sont représentées sur la figure 24.21.

Ils ont pour organes essentiels: un système électromagnétique composé d'un corps de l'électro-aimant, d'un bobinage et d'un induit, ainsi qu'un jeu de disques de friction. Le bobinage logé dans une rainure circulaire du corps est alimenté en courant continu par deux bagues et des balais qui frottent sur ces bagues. Lorsque le circuit est fermé, l'induit est attiré au corps, et les surfaces de frottement se serrent l'une contre l'autre. On règle aisément la valeur du moment de frottement maximal en variant le courant d'excitation. Lorsqu'on coupe le courant, l'induit est retiré par les ressorts de rappel et les disques de friction se libèrent.

L'induit de l'embrayage de la figure 24.21,*a* coulisse sur une des surfaces de frottement le long d'un moyeu fixe en se déplaçant axialement. Le déplacement axial imposé à l'induit étant faible, il peut

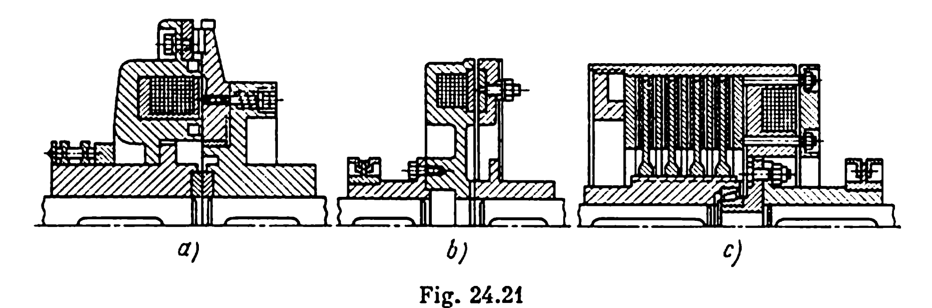


Fig. 24.21

être assuré par la flexibilité d'un disque reliant l'induit au moyeu. L'embrayage devient alors beaucoup plus court et plus léger; pour s'en convaincre, il n'est que de comparer les figures 24.21,*a* et *b*. Le diamètre de l'embrayage peut être diminué par la réalisation d'une construction à disques multiples suivant la figure 24.21,*c*.

Calcul des embrayages à friction. Le calcul des embrayages à friction varie suivant les conditions de service. Lorsque les charges sont essentiellement statiques, on se borne à définir les dimensions des surfaces de frottement et du mécanisme de commande; dans le cas où l'embrayage travaille surtout en régime dynamique et avec une fréquence d'engagements élevée, il convient de le vérifier encore à l'échauffement; pour les machines à cycle de fonctionnement rigoureusement déterminé, on établit la relation $M_t = F(t)$ qui définit tout le processus de fonctionnement de l'embrayage. Les calculs de ce dernier type d'embrayage sont examinés dans des cours spéciaux traitant des appareils automatiques. Dans ce qui suit on trouvera l'exposé du calcul des dimensions des surfaces de frottement et celui des mécanismes de commande; pour plus de généralisation et afin d'éviter les répétitions, ces calculs sont exposés séparément. Une

telle conception est justifiée par le fait qu'en principe il est possible d'appliquer aux surfaces de frottement d'un type défini un mécanisme de commande quelconque (comme c'est le cas pour l'exemple de la figure 24.18, donnée à titre indicatif) et inversement.

Le moment de torsion pratique (M_t) d'après lequel l'embrayage est choisi ou calculé se détermine en partant soit du moment de torsion maximal du moteur de commande ($M_{m\ max}$), soit du moment des résistances statiques (M_s) ou dynamiques (M_d) de la partie menée de la transmission, c'est-à-dire:

$$M_t \geqslant M_{m\ max}; \quad M_t \geqslant M_s + M_d.$$

Le moment de frottement maximal développé sur l'embrayage est déterminé par l'expression (24.7). Le moment de torsion pratique M_t est lié à M_{fr} par le coefficient de marge d'adhérence

$$M_{fr} = \beta M_t. \tag{24.8}$$

Le coefficient de marge d'adhérence β doit assurer le fonctionnement de l'embrayage sans patinage dans des circonstances quelconques non prévues par le calcul, en présence de surcharges de courte durée, de diminution du coefficient de frottement f ou du rayon de frottement r_{moy} par rapport aux valeurs établies par le calcul, résultant de la modification des conditions de serrage des surfaces de frottement.

La valeur β est généralement pour les

machines-outils	$\beta = 1{,}25$ à $1{,}5$
automobiles	$\beta = 1{,}2$ à $1{,}5$
tracteurs	$\beta = 2$ à $2{,}5$
grues	$\beta > 1{,}15$

Des valeurs trop grandes de β sont à proscrire car elles conduisent à des charges dynamiques trop importantes lors du lancement de la machine.

En rapport avec la relation (24.8), la formule pratique essentielle (24.7) prend la forme:

$$M_t = \frac{1}{\beta} \sum_{i=1}^{z} f_i F_i r_{moy\ i} = \frac{1}{\beta} \sum_{i=1}^{z} f_i F_{u\ i} S_{fr\ i} r_{moy\ i}, \tag{24.9}$$

qui montre que pour déterminer les dimensions et le nombre des surfaces de frottement (S_{fr}, r_{moy}, z) on doit d'abord choisir les valeurs f, F_u et β. Les valeurs f et F_u pour différents couples de surface de frottement sont consignées sur le tableau 24.1. Les valeurs courantes de β ont été indiquées précédemment. Les limites de variations de toutes ces valeurs sont relativement importantes.

f, F_u et β étant établies par la pratique, leurs valeurs réelles ne peuvent être obtenues qu'à partir de données sur le travail d'em-

brayages analogues, dont le service a eu lieu dans des conditions proches de celles imposées à l'embrayage étudié. Après avoir établi ces données, on peut prendre les valeurs de M_t, S_{fr} et r_{moy} d'un embrayage convenable pour calculer immédiatement la valeur fF_u/β, et puis, à l'aide de la formule (24.9), calculer S_{fr}, r_{moy} et z pour un embrayage nouveau à valeur imposée de M_t. Dans ces conditions il n'est plus nécessaire de déterminer séparément les valeurs f, F_u et β, ce qui demande généralement une étude spéciale *.

Une fois les valeurs de f, F_u et β établies comme on vient de l'indiquer, on détermine la valeur nécessaire de S_{fr} suivant la formule (24.9), en posant $z = 1$:

$$S_{fr}r_{moy} = 2\pi b r_{moy}^2 = \frac{\beta M_t}{fF_u}, \qquad (24.10)$$

où $b = r_e - r_i$ est la largeur du disque.

Les rapports courants entre les dimensions des disques à friction $\frac{r_i}{r_e} = 0,6$ à $0,8$ et respectivement $\frac{b}{r_{moy}} = \frac{r_e - r_i}{0,5\,(r_e + r_i)} \approx 0,5$ à $0,2$.

Une largeur relative plus grande ($b > 0,5\ r_{moy}$) est indésirable car elle peut amener une usure inégale, un échauffement irrégulier et un gauchissement des disques larges.

Dans un embrayage à disques multiples à z couples de surfaces de frottement, la pression F_u étant uniforme sur toutes les surfaces de friction, la formule (24.9) s'écrit:

$$M_t = \frac{f}{\beta} zFr_{moy} = \frac{fF_u}{\beta} zS_{fr}r_{moy} = 2\pi \frac{fF_u}{\beta} zbr_{moy}^2. \qquad (24.11)$$

Pour les embrayages manœuvrés en marche, la condition de pression constante F_u ne correspond pas au phénomène réel: elle ne tient pas compte du frottement des disques dans les cannelures du manchon et de l'arbre pendant l'engagement.

Si la pression exercée sur le couple de surfaces de frottement le plus proche du mécanisme de commande est $F_1 = F$, sur le deuxième couple elle est $F_2 = F\ (1-2\ f \cdot f_1)$, et sur le dernier, $F_z = F\,(1-2\ f \cdot f_1)^{z-1}$, où f_1 est le coefficient de frottement des disques dans les cannelures.

Après addition des pressions sur toutes les surfaces, on obtient au lieu de zF adopté pour l'équation (24.11), une autre expression:

$$\left[\frac{1-(1-2f\cdot f_1)^z}{2f\cdot f_1}\right] F < zF.$$

Si la valeur du produit $f \cdot f_1$ est faible et le nombre de disques z petit, la valeur entre les crochets est proche de z. Lorsque z est grand, le correctif défini par le frottement des disques dans les cannelures

* Pour les embrayages à disques des machines-outils en acier baignant dans l'huile $fF_u/\beta \approx 0,3$ à $0,35$; pour les embrayages à surfaces de frottement en amiante sur acier sans graissage $fF_u/\beta \approx 0,5$.

n'est plus négligeable. Il en résulte que le nombre de disques étant grand, le moment de torsion transmis par l'embrayage ne croît pas proportionnellement à l'augmentation de z mais plus lentement.

Le fait susmentionné ainsi que le mauvais refroidissement des disques intermédiaires, dans le cas où ils sont nombreux, font que les embrayages manœuvrés en marche possèdent rarement plus de 10 ou 13 disques *.

Pour les embrayages *coniques* le rapport entre les dimensions des surfaces de frottement peut être le même que dans le cas des embrayages à disques. La formule (24.11) se justifie alors également à condition que F soit la pression normale à la génératrice du cône. Elle est liée avec l'effort axial F_a par la relation:

$$F_a = F \sin \alpha. \tag{24.12}$$

Une étude plus poussée du fonctionnement d'un embrayage conique doit tenir compte du fait que dans ce cas le coin n'est pas plan mais spatial. Lorsque l'embrayage est engagé en marche, tout se passe comme si le cône intérieur se vissait dans le cône extérieur; la pression qui se produit alors à la surface de contact est plus importante que lors d'un engagement au repos. Par conséquent, l'effort nécessité par la manœuvre est également plus grand dans le premier cas que dans le second. D'autre part, l'engagement est plus facile en marche qu'à l'arrêt. Pour que le vissage du cône intérieur dans le cône extérieur lors de l'engagement ne soit pas excessif, l'angle α ne doit pas être inférieur à 10°; dans les cas courants il varie de 10 à 15° pour parer au coincement.

Pour les embrayages radiaux à pression unitaire F_u uniformément répartie sur toute la surface, la formule (24.11) s'écrit:

$$M_t = \frac{fF_u}{\beta} S_{fr} r_0 = 2\pi \frac{fF_u}{\beta} b r_0^2, \tag{24.13}$$

où r_0 est le rayon de la jante (surface de frottement);
$S_{fr} = 2\pi r_0 b$, la surface de frottement.

La largeur de la jante b dans ces embrayages n'est limitée que par la rigidité du tambour.

Le travail absorbé par le frottement lors de la manœuvre d'un embrayage s'accompagne de l'usure et de l'échauffement des surfaces de frottement. En première approximation on peut considérer que tout le travail absorbé par le frottement se transforme en chaleur.

L'allure de l'échauffement et la distribution des températures suivant les points ne peut être obtenue que par une étude expérimentale. Il en est ainsi par suite de la forme compliquée des pièces et de la faible durée des phénomènes d'échauffement.

* Dans les manchons de sûreté dont la manœuvre s'effectue les disques étant fixes, le nombre de surfaces de frottement peut être plus grand.

Pour une estimation comparative de l'échauffement des embrayages d'après quelques températures moyennes, on peut utiliser le calcul exposé dans ce qui suit.

La période d'engagement d'un embrayage étant très courte, on peut négliger la chaleur transmise à l'air pendant ce temps et considérer que toute la chaleur produite par le frottement est dépensée uniquement pour l'échauffement de l'embrayage. Dans ces conditions le bilan thermique à la fin du premier engagement s'écrit:

$$\frac{A}{427} = cG\,(\vartheta_{1\,\mathrm{fin}} - \vartheta_a)\ \mathrm{kcal},$$

où A est le travail absorbé par le frottement lors de l'engagement de l'embrayage, en kgfm;

c, la chaleur spécifique du matériau des pièces échauffées de l'embrayage, en kcal/kgf·degrés (pour l'acier et la fonte $c \approx 0{,}12$);

G, le poids de ces pièces en kgf;

$\vartheta_{1\,\mathrm{fin}}$, la température de l'embrayage à la fin du premier engagement en degrés centigrades;

ϑ_a, la température de l'air ambiant en degrés centigrades.

Cette équation permet d'obtenir la température à la fin du premier engagement:

$$\vartheta_{1\,\mathrm{fin}} = \vartheta_a + \frac{A}{427cG} = \vartheta_a + \frac{A}{427\cdot 0{,}12\cdot G} = \vartheta_a \cdot 0{,}02\,\frac{A}{G}.$$

Au cours du travail l'embrayage se refroidit en transmettant la chaleur à l'air ambiant; pour un intervalle de temps dt, la transmission de chaleur est:

$$dQ = \alpha S_0\,(\vartheta_1 - \vartheta_a)\,dt\ \mathrm{kcal},$$

où α est le coefficient de transmission de chaleur en kcal/m²·h·degrés qu'on pose constant:

$\alpha = 10$ à 20 selon la vitesse de rotation de l'embrayage;

S_0, la surface de refroidissement en m².

En poursuivant ces raisonnements on déduit qu'après un nombre assez grand d'engagements ($n \to \infty$), la température du dispositif atteint la valeur:

$$\vartheta_\infty = \vartheta_a + 0{,}02\,\frac{A}{8\alpha S_0 t_s}, \tag{24.14}$$

où t_s est le temps entre deux engagements successifs.

Lorsqu'on compare les embrayages d'une même construction travaillant dans les mêmes conditions, on trouve que dans la dernière formule seules les valeurs A et S_2 sont variables. C'est pourquoi, si pour un embrayage existant et un embrayage étudié les relations $A/S_0 = k_0$ sont les mêmes, on peut considérer que leurs températures d'échauffement seront également les mêmes. En posant ensuite la surface refroidie S_0 proportionnelle à la surface de frottement $\sum S_{fr}$, on obtient un coefficient empirique utilisé souvent dans la pratique du calcul:

$$k_0' = \frac{A}{\sum S_{fr}}. \tag{24.15}$$

Pour tenir compte de l'intensité du fonctionnement d'un embrayage, la valeur A (travail absorbé par frottement lors d'un engagement), dans nominateur de k_0', est remplacée par le produit An_1, où n_1 est le nombre moyen d'engagements par heure; alors:

$$k_0'' = \frac{An_1}{\sum S_{fr}}\ \mathrm{kgfm/h\cdot cm^2} \quad \text{ou} \quad k_0'' = \frac{An_1}{427\sum S_{fr}}\ \mathrm{kcal/h\cdot cm^2}.$$

Voici les valeurs de k_2 admissibles pour les embrayages à disques:

Disques en acier graissés	$k_0'' = 0{,}2$ à $0{,}5$ kcal/h·cm², suivant la quantité de lubrifiant;
Surface des disques refroidis par circulation de l'huile	$k_0'' = 1{,}0$ à $2{,}0$ kcal/h·cm², suivant la construction des disques;
Disques fonctionnant à sec . . .	$k_0'' = 0{,}2$ à $0{,}3$ kcal/h·cm².

Les valeurs de départ nécessaires pour le calcul des mécanismes de commande sont, d'une part, la pression unitaire F_u ou la pression totale $F = F_u S_{fr}$ s'exerçant sur les surfaces de frottement et, de l'autre, l'effort Q disponible à la poignée, à la pédale, à l'induit de l'électro-aimant, ou la pression q dans le système pneumatique ou hydraulique. Outre les efforts, on rapporte également aux valeurs de départ les déplacements nécessaires et disponibles.

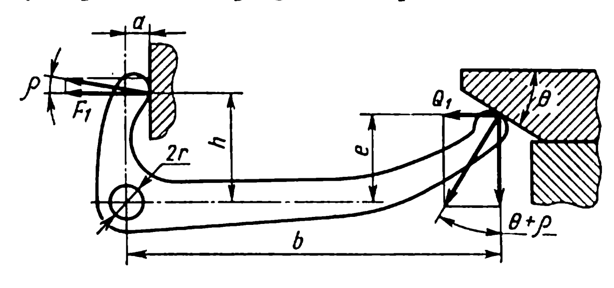


Fig. 24.22

Parmi les paramètres importants pour la comparaison des commandes et leur réglage il y a notamment les rapports de transmission:

$$\text{de puissance } i_p = \frac{F}{Q} \text{ et cinématique } i_c = \frac{\lambda_q}{\lambda_F}, \qquad (24.16)$$

où λ_q est la course du levier ou de la pédale de commande;
λ_F, le déplacement du dernier maillon du dispositif, qui subit la pression F.

La marche du calcul est déterminée par le type de commande. Dans le cas de commande à levier, l'embrayage est engagé par le déplacement de la butée (fig. 24.22). La pression sur les disques ou sur les surfaces frottantes d'une autre forme est transmise par les leviers coudés. En position extrême engagée, les bouts de leurs bras longs passent de la surface conique de la butée à la surface cylindrique. Dans ces conditions, les lignes d'action des efforts de serrage des disques se ferment directement dans le mécanisme lui-même, et les organes de commande liés à la butée se déchargent. Dans les mécanismes ainsi conçus, les efforts agissants sont définis par la rigidité des éléments. C'est une de leurs particularités importantes.

La course complète λ_{b0} de la butée d'embrayage est composée de la course (1 à 2 mm) nécessaire pour le rattrapage des jeux dans

les conjugaisons, de la course λ_{b1} pour le rattrapage des jeux entre les disques, de la course λ_{b2} pour le serrage des disques aux dépens de la déformation de toutes les pièces subissant l'action de serrage et de la course de fermeture (3 à 4 mm) pendant laquelle les leviers passent de la surface conique à la surface cylindrique. Ainsi,

$$\lambda_{b0} = \lambda_{b1} + \lambda_{b2} + (4 \text{ à } 6) \text{ mm}. \tag{24.17}$$

Les valeurs λ_{b1} et λ_{b2} sont définies d'après les formules:

$$\lambda_{b1} = z\Delta \frac{b}{h} \operatorname{cotg} \theta = z\Delta i_c; \ \lambda_{b2} = \frac{F}{c} i_c,$$

où z est le nombre de surfaces de frottement;

$i_c = b/h \operatorname{cotg} \theta$, le rapport de transmission ou le rapport des courses de la butée et du mécanisme de commande (b, h, θ sont indiqués sur la figure 24.22);

c, le coefficient de rigidité du mécanisme de commande.

La position relative des pièces qui permet d'obtenir avec certitude en fin de course λ_{b2} l'effort de pression imposé F, est réalisée par le réglage de la commande. Ce réglage est nécessaire aussi pour rétablir la position imposée à mesure que les disques de friction s'usent. Plus la rigidité c est élevée, plus ce réglage doit être fréquent.

La valeur du coefficient c dépend de la construction du mécanisme de commande et des dimensions de ses pièces; elle est établie expérimentalement. Ainsi, pour les embrayages des tracteurs ЧТЗ et КД-35, la valeur moyenne de $c \approx 4700$ kgf/mm.

Le calcul préalable de c s'effectue pour la pièce la moins rigide en négligeant la flexibilité des autres. Ainsi, pour la commande de la figure 24.20, on peut se borner à calculer la rigidité à la flexion du bras b des petits leviers.

Le nombre de petits leviers étant n et la répartition entre eux de la charge étant uniforme, il est évident que les efforts Q_1 et F_1 exercés sur un levier par la butée et les disques sont n fois inférieurs aux efforts totaux correspondants $Q = nQ_1$ et $F = nF_1$.

La relation entre Q_1 et F_1 est définie par la condition d'équilibre des moments de toutes les forces par rapport à l'axe du levier (fig. 24.20):

$$Q_1 b \operatorname{cotg}(\theta + \rho) - Q_1 e - Q_1 rf - F_1 h - F_1 a \operatorname{tg} \rho - F_1 rf = 0. \text{ *}$$

---

* Cette expression est vérifiée pour une charge uniformément répartie entre les leviers lorsque les composantes verticales des forces agissant sur la butée s'équilibrent réciproquement. Si cette condition adoptée pour le schéma de calcul n'est pas observée (par suite d'une mauvaise exécution, par exemple, ou d'un réglage insuffisamment soigné du mécanisme), l'effort Q nécessaire pour le déplacement de la butée s'accroît considérablement aux dépens du frottement supplémentaire entre la butée et l'arbre.

Lorsque $f = \operatorname{tg} \rho$ (coefficient de frottement), on en tire:

$$\frac{F_1}{Q_1} = \frac{b \operatorname{cotg} (\theta + \rho) - e - rf}{h + (a + r) f} = \frac{F}{Q} = i_{ef}, \qquad (24.18)$$

où i_{ef} est le rapport de puissance du mécanisme de commande.

La valeur de i_{ef} varie pendant l'engagement car les valeurs des bras a, b, h, e et de l'angle de pression θ varient elles aussi. Dans les cas courants, on détermine la position extrême qui précède au passage du levier de la surface conique de la bague à la surface cylindrique. Ces surfaces sont raccordées par un congé progressif.

Embrayage à griffes et à dents. Les embrayages à griffes sont constitués de deux manchons, l'un coulissant et l'autre fixe, comportant des griffes à leurs faces. Le manchon fixe est rendu solidaire d'un des arbres; le manchon coulissant (dans le sens axial) se déplace sur les clavettes ou les cannelures du deuxième arbre. Les arbres sont accouplés par engrènement de ces deux manchons. L'engagement s'effectue à la main, par électro-aimant de traction, par commande pneumatique ou hydraulique agissant par l'intermédiaire des leviers, de la fourche et des taquets du manchon coulissant. Pour engager et débrayer en marche (voir ci-dessous) il est nécessaire de développer une vitesse importante sur une courte distance. Dans certains cas on utilise à cet effet l'énergie d'un ressort tendu au préalable (chargé) et libéré au moment voulu.

Un embrayage à dents est constitué de deux engrenages, un à denture extérieure et l'autre à denture intérieure. Le nombre de dents est le même pour les deux engrenages. Un embrayage à dents se distingue d'un embrayage à griffes par la disposition des éléments d'entraînement établis dans le premier cas à la surface cylindrique et dans le deuxième, à face des manchons, ainsi que par sa forme (les dents à développante de cercle au lieu de griffes de forme quelconque). Pour simplifier l'exposé dans ce qui suit les uns et les autres sont désignés par le terme des embrayages à griffes.

A la différence des embrayages à friction, les embrayages à griffes ont l'avantage d'assurer aux arbres accouplés absolument les mêmes vitesses angulaires, de réduire l'encombrement, ainsi que de simplifier la construction et, donc, de la rendre moins onéreuse. Ils présentent l'inconvénient essentiel de ne pouvoir être engagés et débranchés qu'à de faibles vitesses périphériques et, au possible, à de faibles charges. Cette limitation acquiert toute son importance à la lumière de l'examen des processus d'engagement et de dégagement de l'embrayage.

Pour embrayer un embrayage à griffes, il faut que les griffes d'un manchon se trouvent en regard de creux de l'autre. La probabilité d'obtenir la position voulue des manchons, une fois les arbres arrêtés, est égale au rapport du jeu entre les griffes δ et leur pas p (voir fig. 24.23).

Selon la forme et la dimension des griffes, la valeur P_{em} exprimant la probabilité d'embrayage varie dans les limites $0 < P_{em} < 1$. Lorsque les creux et les griffes ne coïncident pas, on obtient leur coïncidence par mises en marche répétées de l'arbre menant. Dans les limites de l'arc δ, une coïncidence totale est obtenue par pivotement relatif des arbres sous l'effort d'engagement appliqué au manchon coulissant.

Lors de l'engagement de l'embrayage en marche (fig. 24.23, *I* à *III*), l'engrènement des griffes est défini non seulement par la valeur P_{em}, mais également par le rapport des vitesses relatives des manchons, périphérique v_p et axiale v_{em}.

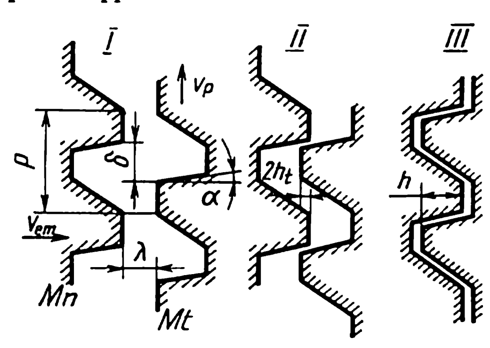


Fig. 24.23

Le rapport limite de ces vitesses pour lequel l'embrayage est encore possible est vérifié par la condition:

$$\frac{\delta}{v_p} = \frac{2h_t}{v_{em}}, \qquad (24.19)$$

où h_t est la hauteur de la tête de la griffe (inférieure à sa hauteur totale h), suffisante pour assurer l'accouplement de l'arbre au début de l'embrayage.

L'égalité (24.19) associe la valeur minimale de la vitesse v_{em} pour laquelle l'engagement en marche est encore possible à la vitesse périphérique v_p et aux dimensions des cames.

L'effort d'embrayage Q_{em} est déterminé à partir de la masse du plateau déplacé, des accélérations et des forces de frottement dans la voie d'engagement $\lambda + 2h_t$.

La vitesse périphérique $v_p = 1$ m/s est indiquée généralement comme vitesse limite pour la manœuvre manuelle des embrayages à griffes des machines-outils.

Le débrayage doit s'effectuer de telle façon que la séparation des griffes se fasse en un point suffisamment éloigné de leur sommet, et qu'après la séparation il n'y ait pas de chocs répétés. Les chocs peuvent être dus à une rotation relative des arbres avec les manchons à des vitesses égales à la somme de la vitesse périphérique v et des vitesses v_1 et v_2 des vibrations de torsion des arbres qui poursuivent après débrayage leur rotation l'un à la rencontre de l'autre.

Il convient de noter que même pour un angle de flanc avant $\alpha = 0$, les embrayages à griffes ont tendance à débrayer spontanément. Il en est ainsi par suite des déformations élastiques des griffes, des arbres et des paliers, ainsi que des déplacements des manchons du fait des défauts d'exécution et de l'usure des surfaces conjuguées; il en résulte une certaine composante axiale qui tend à séparer les griffes et les dents. Le débrayage spontané est complètement éliminé par établissement d'une dépouille négative des dents, c'est-à-dire d'un angle $\alpha < 0$ (fig. 24.24,*b*).

L'examen des phénomènes d'engagement et de débrayage des dispositifs à griffes révèle l'influence de la forme et des dimensions des éléments d'engrènement sur le fonctionnement de l'embrayage. Les formules obtenues permettent dans chaque cas concret de choisir d'après les conditions imposées le profil de griffes et de dents le plus avantageux. Les profils les plus usités sont représentés sur la figure 24.24,*a*,*b*.

Ces derniers temps les embrayages à dents à profil en développante connaissent une grande extension. Ils ont complètement évincés les embrayages à griffes des boîtes de vitesses d'automobiles et de tracteurs. Ce fait s'explique par leur fabrication plus simple, leur taillage s'effectuant avec un outillage usuel suivant des gammes de fabrication des engrenages.

Pour rendre l'engagement plus aisé, les sommets des dents sont arrondis, mais encore, parfois, une dent sur deux d'un manchon est raccourcie, alors que les dents respectives de l'autre sont tout à fait

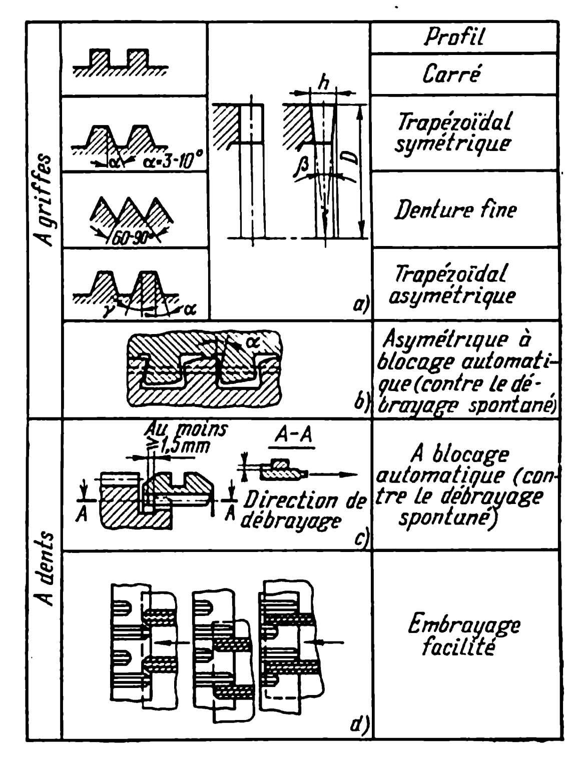


Fig. 24.24

supprimées (fig. 24.24,*d*). Dans ces conditions, l'engagement est rendu beaucoup plus facile sans nécessiter une augmentation du jeu latéral dans le manchon accouplé; la probabilité de prise (P_{em}) augmente et les efforts nécessaires pour la manœuvre de l'embrayage en marche (Q_{em}) diminuent.

Pour les griffes à profil suivant la figure 24.24,*b*, le choix d'un angle $\alpha < 0$ permet de créer un effort interdisant le débrayage spontané. Dans les embrayages à dents ce même effort est obtenu par le

verrou sous forme d'épaulement produit par la compression et l'usure des surfaces actives des dents. Dans ce but on pratique sur l'un des manchons une rainure de manière que la dent de ce manchon entre en contact avec la dent de l'autre à 1,5-2 mm de son extrémité, zone d'arrondi du sommet non comprise (fig. 24.24,*c*). Il est évident que ces profils à « autoblocage » ne peuvent être appliqués que pour les embrayages débranchés sans charge.

L'usinage et le montage soignés assurant la prise simultanée de toutes les griffes conjuguées est un des impératifs de fonctionnement correct des embrayages à griffes. Pour assurer une prise correcte des griffes, le manchon coulissant doit être convenablement guidé sur l'arbre. On y parvient en imposant une longueur suffisante au moyeu ($l \geqslant 1{,}5\,d_a$) posé sur la partie dentée (cannelée) de l'arbre ou sur deux clavettes diamétralement opposées.

Les surfaces actives des griffes et des dents, ainsi que du moyeu du manchon coulissant doivent être très dures. C'est pourquoi les manchons engagés en marche sous charge se font en acier 20X avec cémentation et trempe jusqu'à la dureté HRC 56-62, et ceux qui s'engagent à de faibles vitesses, en acier 40X avec trempe par courants HF jusqu'à HRC 48-54, ou encore en acier 45 avec trempe par courants HF jusqu'à HRC 35-54.

Le calcul de la résistance des griffes s'effectue en partant de l'effort F_1 transmis par une griffe dans les conditions d'une charge M_t uniformément répartie entre toutes les z griffes *. Pour calculer F_1, les contraintes de compression F_{com} et de flexion σ_f, on fait appel aux formules:

$$F_1 = \frac{2M_t}{zd_{moy}}\,; \quad F_{com} = \frac{F_1}{S_1} \leqslant [\sigma]_{com}\,; \quad \sigma_f = \frac{F_1 h}{2W_1} \leqslant [\sigma]_f, \qquad (24.20)$$

où z est le nombre de griffes;
S_1, la surface active d'une griffe soumise à la compression;
h, la hauteur de la griffe;
W_1, le moment de résistance à la flexion de la surface de la racine d'une griffe.

Les défauts de fabrication inévitables et les déformations provoquées par la charge font que l'adhérence l'une à l'autre des griffes des manchons n'est ni parfaite ni uniforme; lorsque le nombre de griffes est important, généralement, une partie d'entre elles ne prend pas part à la transmission du moment de torsion. Pour en tenir compte, on est obligé d'adopter des valeurs minimisées de $[\sigma]_{com}$ et $[\sigma]_f$.

---

* Lorsque les manchons sont gauchis, la charge est supportée seulement par les deux dents situées dans le plan du gauchissement maximal des axes. C'est pourquoi lorsqu'on n'est pas sûr de l'exécution et du montage soignés de l'embrayage, il faut poser pour le calcul $z = 2$ indépendamment du nombre réel de dents. Les règles pour le calcul des appareils de levage prescrivent même d'adopter $z = 1$.

Pour une contrainte de compression conventionnelle les valeurs recommandées sont :

pour les embrayages engagés au repos, $[\sigma]_{com} = 1000$ à 1500 kgf/cm²;

pour les embrayages engagés en marche, $[\sigma]_{com} = 300$ à 400 kgf/cm².

Ces valeurs concernent les embrayages dont la surface active des griffes est cémentée et trempée.

Les contraintes admissibles $[\sigma]_f$ sont imposées en fonction du matériau des manchons. Pour le calcul d'après le moment dynamique de l'engagement et pour celui des embrayages non engagés en marche, les valeurs de $[\sigma]_f$ sont prises sur la base de la limite d'élasticité avec un coefficient de sécurité $n \geqslant 1{,}5$.

Embrayages électromagnétiques, hydrauliques et à poudre. Ces embrayages (dits également magnétiques à émulsion à liant ferromagnétique) ont trouvé leur application dans l'industrie seulement à partir des années 1947 ou 1948 ; leur principe de fonctionnement repose sur la propriété des mélanges fluides et pulvérulents à particules ferromagnétiques mobiles de changer leur structure dans un champ magnétique.

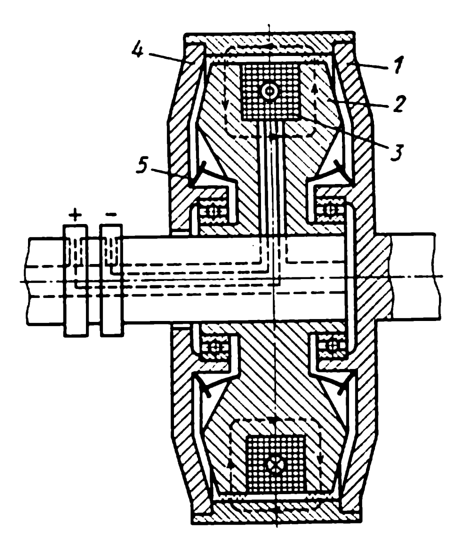


Fig. 24.25

Leurs éléments essentiels sont (fig. 24.25) : le noyau de fer *2* lié à l'arbre menant ; la bobine annulaire *3* dont les extrémités sont fixées aux bagues de contact et logées dans l'embrèvement du noyau ; le corps *1* à jante cylindrique embrassant le noyau avec un faible jeu (0,5 à 2 mm) et lié à l'arbre mené ; un mélange de fer pulvérulent (diamètre des grains de 5 à 10 μ) et d'huile (embrayages hydrauliques) ou de graphite (embrayages à poudre) remplissant le jeu entre le noyau et la jante *4*; une garniture *5*. Le rapport entre le poids de fer et d'huile est dans les cas courants 5 : 1. Dans ces conditions, la perméabilité magnétique du mélange est de huit fois supérieure à celle de l'air.

La fermeture du circuit induit dans la bobine un champ magnétique (la direction du flux est indiquée par les flèches sur la fig. 24.25); sous l'action de ce champ le mélange se transforme en une masse de gel dont les particules adhèrent à la surface du pôle (noyau) et de la

jante avec une pression unitaire $q = (B/5000)^2$ kgf/cm².

On a pour le moment de torsion transmis par l'embrayage:

$$M_e = f_e q S_e r_e \text{ kgfcm}, \qquad (24.21)$$

où S_e est la surface active du cylindre ou du disque participant à la transmission du moment, en cm²;

r_e, le rayon du cylindre ou le rayon réduit du disque de l'embrayage, en cm;

f_e, le coefficient d'embrayage.

D'après les expériences, pour les conditions mentionnées dans ce qui précède, $f_e \approx 0{,}1$ à $0{,}3$.

En l'absence de courant, le frottement dans un tel embrayage est défini par la viscosité du mélange.

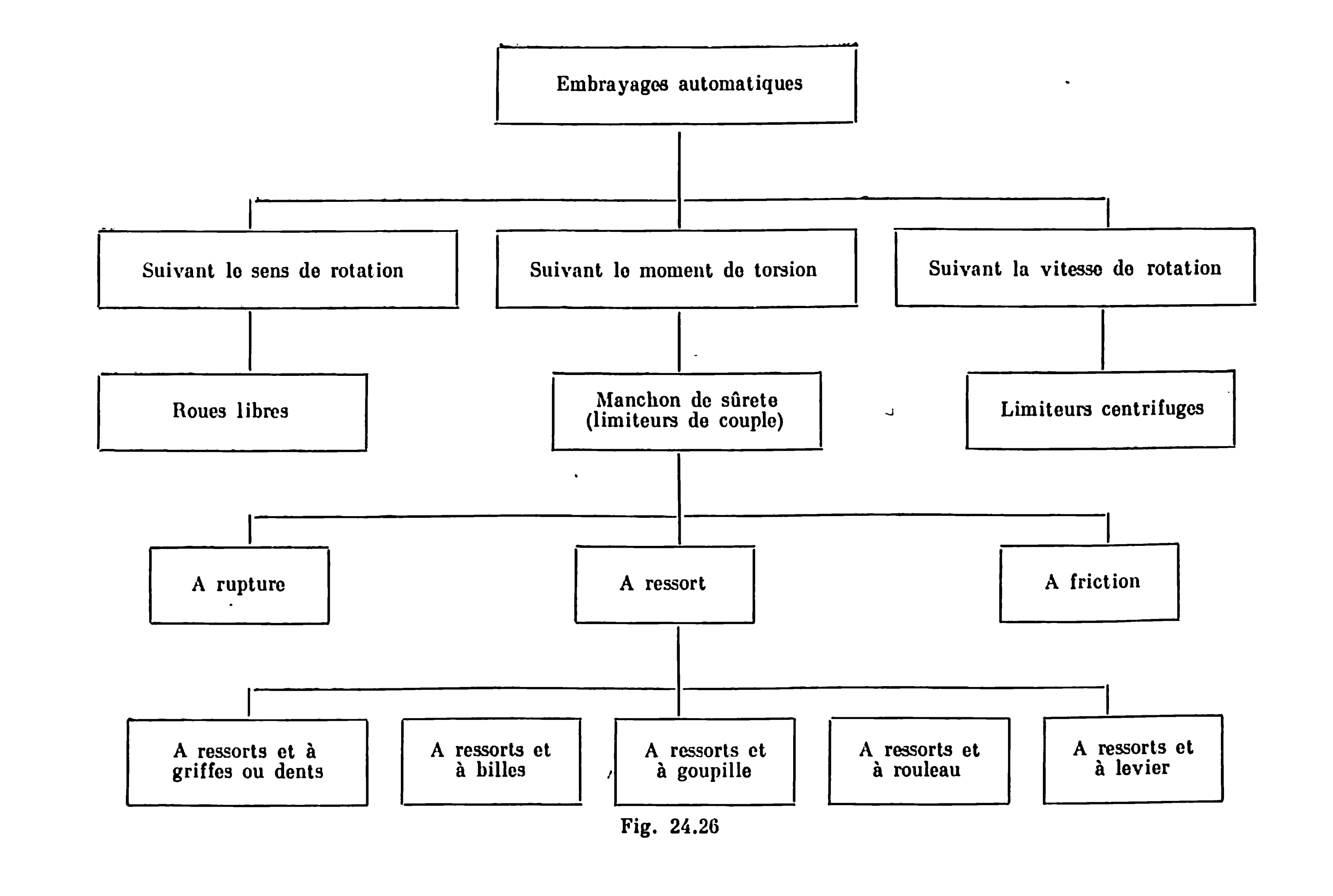
Ces embrayages ont la particularité précieuse de permettre le réglage progressif de la vitesse par la modification du courant d'induction. Dans les embrayages à friction courants, un patinage durable est inacceptable, car il conduit à une usure rapide des surfaces de frottement. Dans le cas envisagé, grâce aux conditions spécifiques d'adhésion, un glissement prolongé devient possible qui n'est limité que par l'échauffement admissible. Pour une différence $(\omega_0 - \omega)$ entre les vitesses angulaires des arbres menant et mené, la puissance $M_e (\omega_0 - \omega)$ définit les pertes thermiques dans l'embrayage. La température d'échauffement admissible est déterminée par la tenue à la chaleur des matériaux des pièces et la dilatation thermique du mélange.

EMBRAYAGES AUTOMATIQUES

On associe à ce type les embrayages dont l'engagement et la séparation se font automatiquement par modification d'un des facteurs suivants (fig. 24.26) : moment de torsion (*manchons de sûreté ou limiteurs de couple*), sens de rotation (*roue libre*), vitesse de rotation (*limiteurs centrifuges*). Notons que la classification des embrayages automatiques selon les groupes mentionnés est conventionnelle. Elle fut établie à une époque où la commande des embrayages (y compris automatique) n'était que purement mécanique. De nos jours, lorsque dans les embrayages on recourt largement à des dispositifs électromagnétiques, pneumatiques et hydrauliques, rien ne limite pratiquement les possibilités de l'automatisation de la manœuvre suivant un paramètre quelconque (entre autres, parcours, temps).

Limiteurs de couple. Ce sont des dispositifs prévus pour protéger les machines contre les surcharges. Lorsque le moment de torsion transmis par le limiteur atteint une valeur imposée, celui-ci fonctionne en prévenant une augmentation éventuelle du moment.

Les prescriptions essentielles auxquelles doivent satisfaire les limiteurs de couple sont la sécurité, le fonctionnement sans aléas


Embrayages automatiques
Suivant le sens de rotation
Suivant le moment de torsion
Suivant la vitesse de rotation
Roues libres
Manchon de sûrete (limiteurs de couple)
Limiteurs centrifuges
A rupture
A ressort
A friction
A ressorts et à griffes ou dents
A ressorts et à billes
A ressorts et à goupille
A ressorts et à rouleau
A ressorts et à levier
Fig. 24.26

et la précision d'actionnement. Un limiteur peu sûr est un accessoire inutile et parfois nuisible : en affaiblissant l'attention des opérateurs, il favorise l'apparition des surcharges. La précision d'actionnement est immédiatement liée au coefficient de sécurité des mécanismes protégés par le limiteur : plus la précision d'actionnement est grande, plus le coefficient de sécurité peut être faible. En choisissant

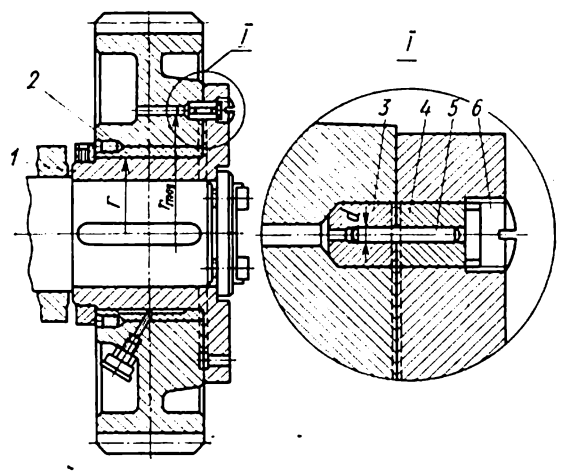


Fig. 24.27

un limiteur parmi les constructions déjà existantes ou en créant un nouveau, il faut s'assurer avant toute autre chose qu'il satisfait à ces prescriptions déterminantes.

Dans ce qui suit nous n'examinerons que quelques types de limiteurs particulièrement usités.

Limiteurs à rupture. Ce sont les plus simples dispositifs de protection contre la surcharge. Lorsque la charge atteint une valeur limite de la résistance au cisaillement de la goupille, à la rupture du boulon, etc., ces derniers se rompent en coupant le circuit de puissance de la machine.

Les dispositifs caractéristiques de ce groupe sont représentés sur les figures 24.27 et 24.28.

Dans le limiteur à goupille de cisaillement (fig. 24.27) : *1* est le moyeu menant ; *2*, le pignon mené ; *3*, *4*, les bagues trempées qui portent la goupille de cisaillement *5* ; *6*, le bouchon pour extraction de la goupille rompue et son remplacement.

Dans le limiteur à boulon de rupture (fig. 24.28) : *1* sont les goupilles fixées dans le manchon mené *5* ; *2*, les leviers serrés au moyeu *4* de l'arbre menant par le boulon de rupture *3*.

Les goupilles et les boulons de rupture se font généralement en acier à $\sigma_t = 60$ kgf/mm². Ils doivent être munis d'une gorge. Les

propriétés du matériau et la forme de la gorge ont pour but commun de rendre la rupture fragile au possible, en réduisant au minimum la déformation résiduelle. D'autre part, la gorge des goupilles de cisaillement réduit l'influence des jeux sur la stabilité d'actionne-

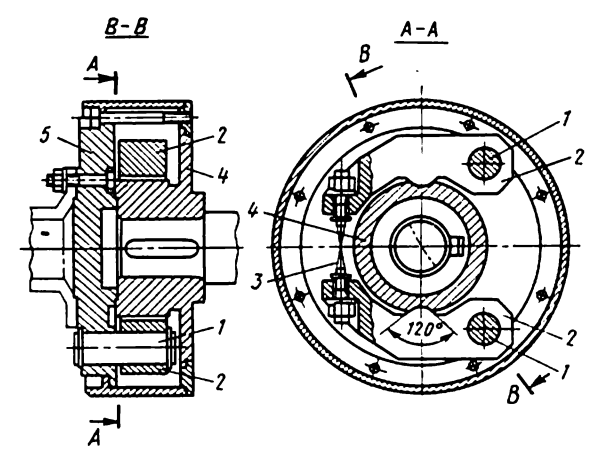


Fig. 24.28

ment des limiteurs et diminue les bavures qui rendent plus difficile l'extraction des parties rompues.

Voici la condition d'équilibre d'un limiteur à une goupille de cisaillement :

$$M_t - Trf' - Tr_{moy} = 0,$$

où r_{moy} est le rayon moyen de la position relative dans le manchon de la section cisaillable de la goupille ;

r, le rayon de la surface d'appui à laquelle est appliquée la réaction à la force T ;

f', le coefficient de frottement réduit de cette surface.

En adoptant les valeurs courantes $f' = f \cdot 4/\pi$; $f = 0{,}2$; $r/r_{moy} = 0{,}6$ et $T = 0{,}75\, d^2\tau_t$ (charge de cisaillement de la goupille), on obtient l'expression :

$$M_t = 1{,}15Tr_{moy} = 0{,}86d^2r_{moy}\tau_t, \qquad (24.22)$$

qui lors de l'établissement d'un projet permet de calculer les dimensions de la goupille (d) et du limiteur (r_{moy}), et lors du calcul de vérification, le moment de torsion susceptible d'actionner le limiteur M_t.

Limiteurs à friction. Leur action est provoquée par le patinage des surfaces serrées lorsque la charge extérieure atteint la valeur limite des forces de frottement. La simplicité de leur construction et la sécurité de fonctionnement font qu'ils sont utilisés largement pour protéger contre les surcharges les ensembles les plus variés.

La figure 24.29 représente un limiteur à disques multiples où *1* et *2* sont les manchons extérieur et intérieur ; *3*, l'écrou comprimant les disques ; *4*, la rondelle élastique servant à la fixation de la position de l'écrou ; *5* et *6*, les disques ; *7*, le ressort à tension réglée ; *8*, le bouchon obturant le trou de graissage.

Ce qui a été dit précédemment de la conception et du calcul des surfaces de frottement des embrayages à disques est également valable pour les limiteurs. Par contre, pour les limiteurs on attache une

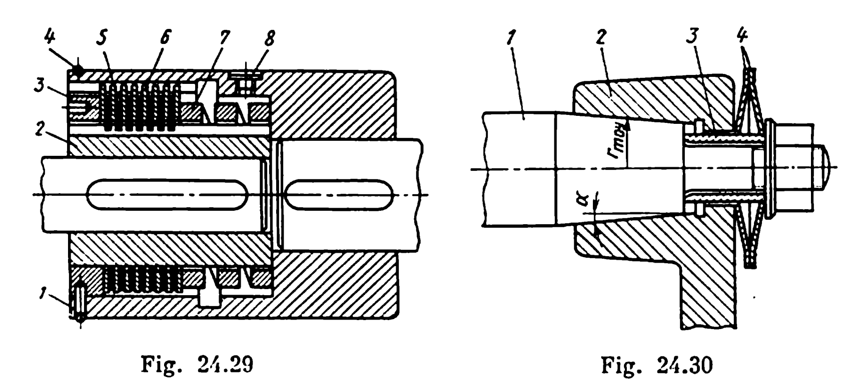


Fig. 24.29 Fig. 24.30

plus grande importance à l'invariance du moment de torsion à transmettre, celle-ci déterminant leur précision de fonctionnement.

La figure 24.30 représente un limiteur à friction conique où *1* est l'arbre mené ; *2*, le moyeu de la poignée ; *3*, le tube de longueur déterminée qui définit la compression maximale admissible du ressort *4*.

Ce limiteur est un exemple d'association de ses pièces à d'autres pièces de la machine assumant d'autres fonctions. Dans le cas considéré le manchon menant est lié au moyeu de la poignée, alors que le manchon mené est lié à l'arbre.

Une telle association est très avantageuse et c'est pourquoi son usage est fréquent dans d'autres types d'accouplements : des limiteurs de ce type se logent dans des poulies qui leur servent alors de corps ; des éléments élastiques s'incorporent dans la jante d'une roue dentée, qui cumule alors les fonctions d'un manchon élastique, etc. Il existe également des accouplements combinés qui associent les éléments et donc les fonctions de différents manchons (manchons élastiques et limiteurs, accouplements et embrayages, etc.).

La formule (24.9) montre que le moment de torsion qui déclenche le fonctionnement d'un limiteur à friction comportant un certain jeu de surfaces de frottement, est fonction de la force de compression (F) et de l'état des surfaces de frottement qui détermine le coefficient de frottement (f).

Pour créer et maintenir en service une force de serrage F déterminée des surfaces de frottement, le dispositif est doté d'un organe élastique sous forme d'un ressort ou d'une bague en caoutchouc; la pression peut être exercée également par l'air ou les forces d'attraction électromagnétiques assurant de telle manière la constance de la force de serrage.

Pour assurer au coefficient de frottement (f) une valeur constante, les surfaces de frottement sont soit complètement isolées du lubrifiant, soit, au contraire, recouvertes en permanence d'une couche de graisse. Ce dernier artifice est parfois réalisé par réglage du manchon de manière que les disques patinent légèrement au démarrage.

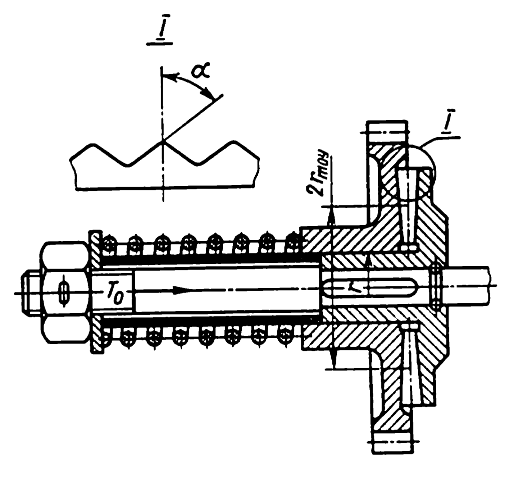


Fig. 24.31

Les *limiteurs à ressorts* constituent le groupe le plus nombreux pour la variété des conceptions *.

Les figures 24.31 à 24.34 représentent les constructions les plus caractéristiques. Leur trait commun est la présence d'un ou de plusieurs ressorts montés avec une tension initiale déterminée. Si la

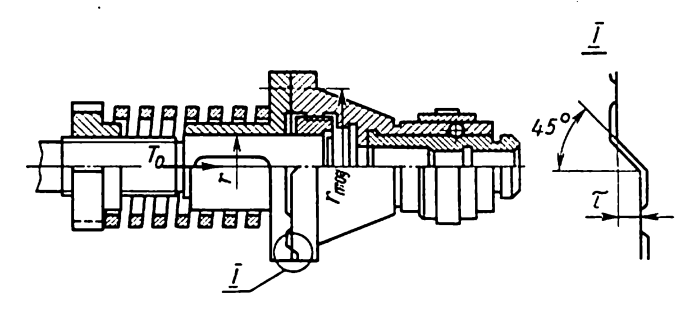


Fig. 24.32

sollicitation due aux forces extérieures dépasse la tension initiale des ressorts, leur déformation devient d'abord plus forte, et lorsque la surcharge devient importante, ils provoquent la coupure du cir-

* En principe, il convient également d'associer aux limiteurs à ressorts les accouplements élastiques (voir p. 434). Ils réduisent l'amplitude des moments de torsion variables qui agissent dans le système et le protègent ainsi contre les surcharges.

30—01250

cuit de puissance. Les différentes constructions de ces limiteurs ne se distinguent que par le mode de transmission de la charge extérieure aux ressorts et le mode de coupure du circuit de puissance.

Dans les limiteurs à ressort à coupure, cette coupure s'obtient généralement par le déplacement relatif des pièces dentées, taquets, billes, etc. Lorsque la charge atteint une certaine valeur qui est fonction de l'angle de contact des pièces indiquées et de la tension initiale des ressorts, un déplacement relatif des surfaces s'amorce suivi d'un échappement. Chaque échappement s'accompagne d'une usure importante des surfaces de frottement. On s'efforce de la réduire en donnant aux surfaces de contact une forme rationnelle, en introduisant un accélérateur qui exerce une action supplémentaire sur les parties à desserrer, en limitant le déclenchement par un échappement qui après fonctionnement laisse les organes du limiteur en position débranchée.

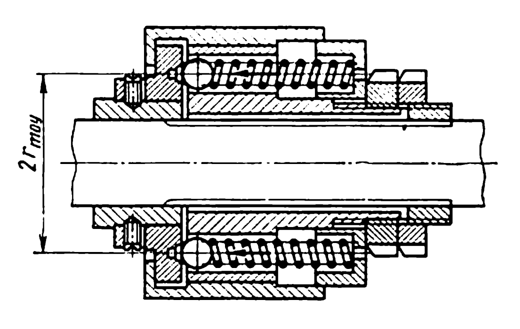


Fig. 24.33

Les *limiteurs à ressorts et à dents* avec disque en fonte ou en acier s'emploient couramment dans les machines agricoles. Ils présentent

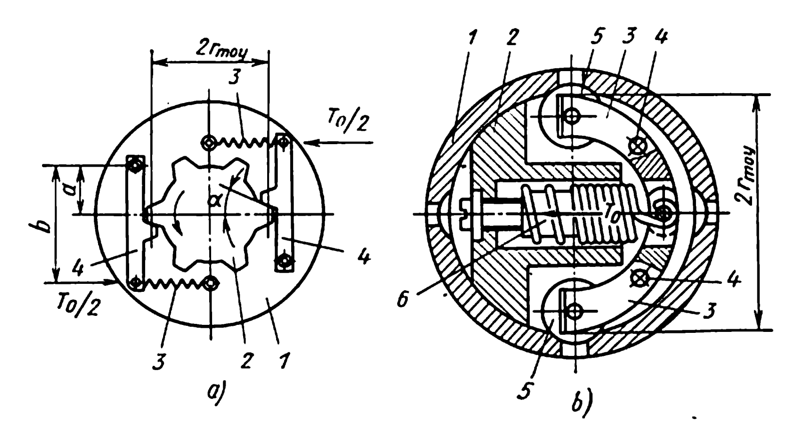


Fig. 24.34

l'avantage d'être simples et de signaler l'apparition de surcharge. Ceci est obtenu pourtant à un prix trop élevé du fait de l'usure déjà mentionnée des disques lors de l'échappement. Il est évident qu'il

serait plus correct de diviser les fonctions de manière que le déclenchement du limiteur se produise lors de la coupure du circuit et que le signal soit émis indépendamment à l'aide d'un rochet simple. La construction d'un tel limiteur ainsi que la forme typique du profil de la dent sont représentées sur la figure 24.31.

Les formules pratiques pour les limiteurs à dents se déduisent aisément des conditions d'équilibre.

Le moment de torsion limite du déclenchement du limiteur s'écrit :

$$M_t = \frac{Tr_{\text{moy}}}{\operatorname{tg}(\alpha-\varphi) - \frac{r_{\text{moy}}}{r} f'}; \quad T = T_0 + c\tau, \qquad (24.23)$$

où α est l'angle d'inclinaison de la face active de la dent (dans les constructions existantes α = 30 à 40°) ;
T_0, l'effort de compression initiale du ressort ;
c, la rigidité du ressort ;
τ, la déformation supplémentaire du ressort au moment du débrayage ;
φ, l'angle de frottement entre les surfaces des dents ;
f', le coefficient de frottement réduit sur la surface de rayon r ;
r_{moy}, le rayon moyen des dents du limiteur.

La construction des *limiteurs à ressorts et à griffes* est en principe analogue à celle des dispositifs précédents. Les griffes ne se distinguent des dents que par une forme spéciale, un nombre inférieur et, dans les cas courants, par la disposition suivant une circonférence d'un plus petit diamètre. Une des constructions les plus parfaites de ce type est le débrayage de sûreté des porte-tarauds représenté sur la figure 24.32. Les formules pratiques pour les limiteurs à griffes sont les mêmes que celles des limiteurs à dents.

Un limiteur à griffes ne fonctionne bien qu'à la condition d'une fabrication soignée des griffes assurant le contact parfait des surfaces actives quelles que soient les positions des disques. Les conditions de service du limiteur s'améliorent lorsque les disques sont susceptibles d'autoréglage. A cet effet, le moyeu du disque coulissant se fait court et se pose fou sur l'arbre.

Les *limiteurs à ressorts et à billes* (fig. 24.33) sont une variante des embrayages à griffes dont le frottement de glissement est partiellement remplacé par un frottement de roulement. La formule (24.23) est justifiée pour ces limiteurs à condition que $r = r_{\text{moy}}$ et $T = T_0 + zc\tau$, où z est le nombre de billes.

Le contact ponctuel des billes engendre des contraintes de contact importantes et, lorsque l'actionnement est fréquent, une détérioration rapide. L'application des limiteurs à billes est indiquée dans le cas de charges relativement faibles, de vitesses réduites et de surcharges rares.

Les *manchons à ressorts et à levier* permettent (fig. 24.34) de réduire au minimum l'effet du frottement sur la stabilité du déclenchement.

Leurs formules pratiques sont:

$$M_t = \frac{Tbr_{\text{moy}}}{\text{tg}\,(\alpha-\varphi)\,a}; \quad T = T_0 + 2c\tau. \tag{24.24}$$

L'encombrement des limiteurs de ce type est relativement important, mais lorsqu'il n'est pas déterminant ou lorsque les charges transmises sont faibles, les prescriptions de sécurité et de précision de déclenchement étant rigoureuses, ces dispositifs présentent la meilleure solution.

Figure 24.34,*a*: *1* et *2*, manchons menant et mené; *4*, leviers serrés par les ressorts *3* aux griffes du manchon menant. Figure 24.34,*b*: *1* et *2*, manchons menant et mené; *3*, leviers; *4*, axes de pivotement des leviers; *5*, rouleaux fixés sur les leviers; *6*, ressort de serrage des rouleaux *5* au manchon mené du limiteur.

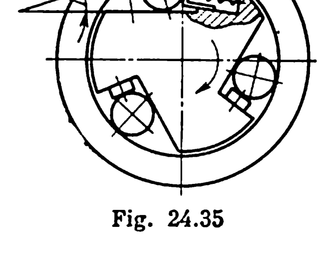
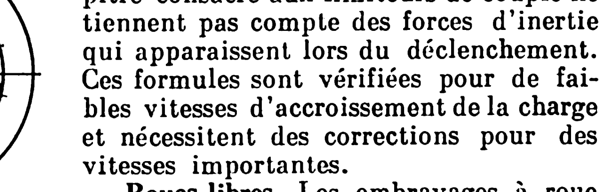
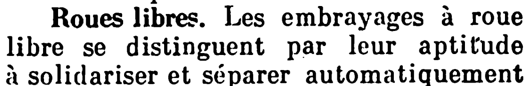


Fig. 24.35



Les formules indiquées dans le chapitre consacré aux limiteurs de couple ne tiennent pas compte des forces d'inertie qui apparaissent lors du déclenchement. Ces formules sont vérifiées pour de faibles vitesses d'accroissement de la charge et nécessitent des corrections pour des vitesses importantes.



Roues libres. Les embrayages à roue libre se distinguent par leur aptitude à solidariser et séparer automatiquement les arbres selon le rapport de leurs vitesses angulaires. Lorsque la vitesse de l'arbre menant est plus grande que celle de l'arbre mené, les arbres sont accouplés. Si l'inverse se produit, le débrayage de l'accouplement fait que l'arbre mené peut devancer sans obstacle l'arbre menant.

La roue libre s'emploie couramment dans les dispositifs de démarrage divers (bicyclettes, motocyclettes, boîtes de vitesses d'automobiles, etc.).

Suivant le mode d'accouplement on distingue les embrayages *à cliquets et à friction*. Suivant leur déplacement, ces derniers à leur tour se subdivisent en embrayages *à accouplement axial* ou *radial*, et suivant la construction des éléments assurant l'apparition des forces de frottement, en embrayages *à coinçage*, *à ressort*, *à ruban*, etc. Il existe deux types d'embrayages à coinçage: les embrayages *à coinçage* proprement dit et les embrayages *à rouleaux*; l'emploi de ces derniers est particulièrement courant.

Les *embrayages à rouleaux* (fig. 24.35) sont constitués de deux bagues, intérieure *2* et extérieure *1*, posées sur les arbres à accoupler, et de rouleaux *3*, logés entre les bagues. Lorsque la bague intérieure tourne par rapport à la bague extérieure dans le sens inverse aux aiguilles d'une montre, les rouleaux tournent sur leur axe ou patinent sans entraver le mouvement des bagues. Mais lorsque la bague intérieure commence à tourner dans le sens des aiguilles d'une montre, les rouleaux se trouvent coincés entre les bagues, rendant ainsi les arbres solidaires. Les tangentes à la circonférence du rouleau au droit de contact avec les bagues forment un petit angle α dit angle de coincement (fig. 24.35). Cet angle présente un grand intérêt pour le fonctionnement correct du dispositif. Dans les constructions existantes, $\alpha = 3$ à 6°. Des valeurs inférieures de cet angle rendent le coincement difficile et sont donc indésirables. Des valeurs plus grandes sont susceptibles de provoquer le patinage, surtout après une certaine usure et déformation des surfaces de contact.

Suivant l'allure de la charge et les valeurs des pressions de contact, les conditions de service des bagues et des rouleaux sont proches de celles des éléments des roulements à rouleaux. C'est pourquoi dans le cas de charges importantes, les bagues et les rouleaux se font en acier ШХ15, qui a fait ses preuves dans les roulements. Pour de faibles charges on utilise les aciers 20X et 40X en fonction des contraintes de contact admissibles.

Les constructions et les dimensions des rouleaux des embrayages à roue libre sont réglementées par un standard de la construction mécanique.

La conception des embrayages à roue libre a évolué ces dernières années vers une augmentation des charges admissibles et une diminution du frottement en marche à vide.

Dans les embrayages (fig. 24.35) ces effets sont obtenus en augmentant le nombre de rouleaux, en uniformisant la charge entre ces rouleaux (dans ce but, une des bagues est faite flottante), en améliorant la dureté de la surface la plus susceptible d'usure, qui est celle de la bague intérieure (on emploie dans ce but des plaquettes en alliage dur).

Parmi les nouvelles constructions d'embrayage à roue libre les manchons à cames (fig. 24.36) présentent le plus grand intérêt. Il en existe plusieurs variantes, dont la conception est en principe la même: des cames d'une forme spéciale sont placées entre deux surfaces cylindriques coaxiales *1* et *2* (fig. 24.36,*b*). Le profil de ces cames est formé essentiellement de deux arcs de cercles excentriques. La dimension AB est inférieure à $A'B'$ (fig. 24.36,*a*). Lorsque la bague intérieure tourne par rapport à la bague extérieure dans le sens des aiguilles d'une montre, les cames sont coincées entre les bagues en accouplant les arbres. Pour maintenir la position relative correcte des cames et assurer au départ le contact entre les cames et

les bagues, des ressorts d'écartement, cages ou autres éléments sont prévus. Le grand nombre de cames et le rayon important des surfaces de contact rendent les embrayages de ce type susceptibles de transmettre des charges importantes malgré leur faible encombrement.

Les pièces de ces embrayages sont relativement simples et présentent une bonne aptitude à la fabrication en masse. Les cames se

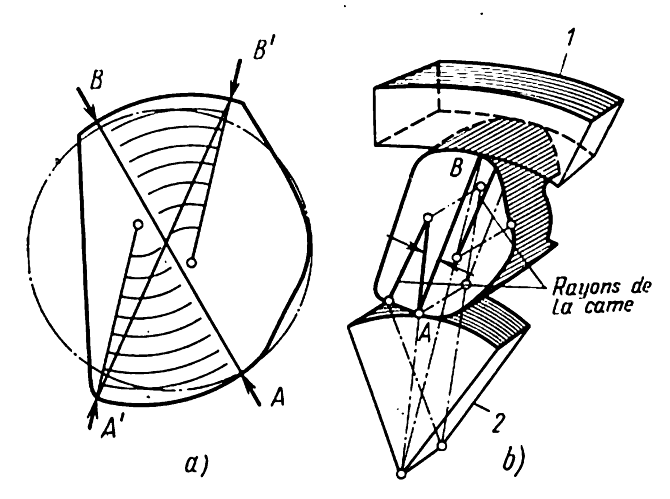


Fig. 24.36

font à partir de barres d'acier étirées avec trempe ultérieure et revenu jusqu'à HRC 60 à 64.

Le *calcul de la résistance* des embrayages à rouleaux consiste essentiellement à vérifier les contraintes de compression au droit de contact. Ce sont les points d'application des forces normales et tangentielles importantes qui agissent suivant un mode dynamique. Le calcul élémentaire ne tient compte que des forces normales, c'est pourquoi il a un caractère purement comparatif.

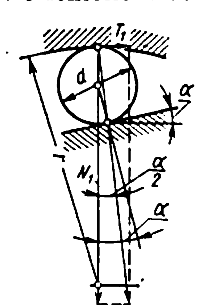


Fig. 24.37

La figure 24.37 montre qu'une force normale agissant sur le rouleau coincé s'écrit :

$$N_1 = \frac{M_t}{zr} \operatorname{cotg} \frac{\alpha}{2} = \frac{T_1}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \qquad (24.25)$$

où M_t est le moment de torsion pratique transmis par l'embrayage ;

z, le nombre de rouleaux dans l'embrayage ;

r, le rayon de la surface active de la bague extérieure ;

N_1 et T_1, les forces normale et tangentielle appliquées à la surface de contact du rouleau avec la bague extérieure;
α, l'angle de coincement (ordinairement $\alpha = 3$ à $6°$).

Suivant la formule de Hertz (2.30), on obtient pour les notations adoptées l'expression de la pression maximale au droit de contact du rouleau avec la bague extérieure en posant $E = E_1$ ($2 \cdot 10^6$ kgf/cm²) et $r \gg d_2$:

$$p_{max} = 0{,}418 \sqrt{\frac{2N_1E}{ld}} \text{ kgf/cm}^2, \qquad (24.26)$$

où l et d sont respectivement la longueur et le diamètre du rouleau en mm.

La valeur de p_{max} calculée suivant cette formule est de 9 000 à 12 000 kgf/cm² pour les embrayages à rouleaux.

En remplaçant N_1 de la formule (24.26) par sa valeur tirée de la formule (24.25) et en résolvant l'équation obtenue par rapport à M_t, on obtient la formule pour vérifier le calcul:

$$M_t = \frac{zp_{max}^2\, l\, dr \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{0{,}35E} \text{ kgfcm}. \qquad (24.27)$$

Pour simplifier, le schéma de calcul de la figure 24.37 ne rend pas compte de la pression des ressorts et des forces d'inertie. Sans modifier l'allure générale des phénomènes, ce mode de calcul augmente généralement la marge, c'est-à-dire la résultante des forces qui ne sont pas considérées favorise le coincement.

Embrayages centrifuges. Les embrayages centrifuges servent à solidariser et plus rarement à séparer deux parties d'une transmission lorsque la partie menante a déjà atteint une certaine vitesse de rotation. Ces embrayages ont pour domaine d'application principal les commandes des machines à inertie importante produite par les moteurs asynchrones à rotor court-circuité, comme par exemple les commandes des centrifugeuses, des tambours des machines à laver, des convoyeurs à bande, etc. Il en est ainsi parce que les moteurs asynchrones usuels à rotor court-circuité ont un couple de démarrage relativement faible, inférieur au couple maximal développé en rotation: or, le lancement des machines à masses importantes nécessite justement un grand couple de démarrage. L'utilisation d'un embrayage centrifuge permet d'accélérer facilement le moteur (d'abord sans charge) jusqu'à la vitesse voulue et, une fois cette vitesse acquise, de mettre en mouvement la machine réceptrice. Il en résulte un démarrage progressif, sans surcharge du moteur et de la machine réceptrice. L'utilisation des embrayages centrifuges dans les commandes, devant faire face à des conditions de démarrage difficiles, permet d'employer un moteur plus faible.

Les embrayages centrifuges ne se distinguent des embrayages à friction usuels que pour le mode de serrage des surfaces de frottement. Il est possible en principe de construire un embrayage centrifuge dans lequel les surfaces de friction d'un type quelconque examiné précédemment (voir p. 444) soient comprimées par des forces d'inertie centrifuges. Les plus usuels sont les embrayages centrifuges à surfaces de friction de type radial (segments, rubans) dans lesquels la force centrifuge comprime directement les surfaces de frottement. A cet effet les embrayages axiaux (disques, cônes) nécessitent encore un dispositif à levier qui transforme les forces centrifuges agissant dans le sens radial en forces axiales qui réalisent le serrage des disques.

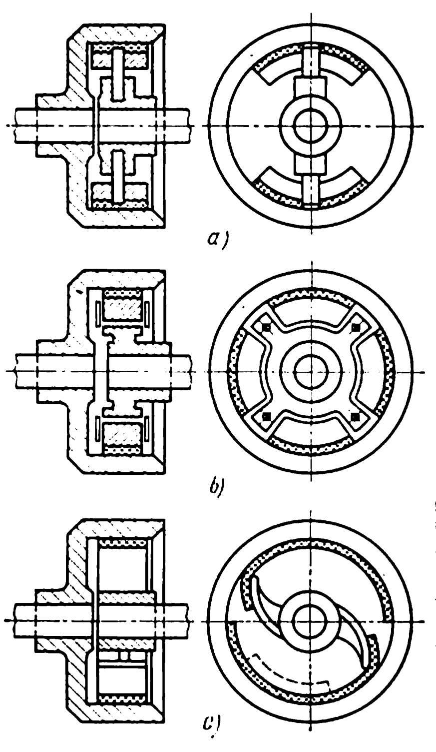


Fig. 24.38

Les constructions les plus simples d'embrayages centrifuges sont représentées sur la figure 24.38. Leur partie menante est constituée d'un moyeu à segments « libres » (fig. 24.38,*a* et *b*) ou à ruban (fig. 24.38,*c*), et leur partie menée, d'un tambour à la jante duquel les segments et les rubans sont serrés par des forces centrifuges.

L'effort F_i, nécessaire pour serrer le segment, est défini par la formule (24.9) qui se généralise pour tous les embrayages à friction, alors que la masse du segment, par l'expression de la force centrifuge :

$$F_i = \frac{mv^2}{r},$$

où m est la masse d'un segment ;
r, la distance du centre de gravité du segment à l'axe de rotation ;
v, la vitesse périphérique du segment.

Les dimensions des surfaces de frottement sont déterminées et vérifiées d'après les formules et les recommandations mentionnées à la p. 450.

Dans certains cas, l'accélération doit se produire suivant une loi liée aux caractéristiques mécaniques du moteur et de la machine réceptrice. A cet effet les embrayages centrifuges portent des ressorts incorporés montés avec préserrage, ou des dispositifs hydrauliques

dans lesquels les segments de friction se déplacent sous l'action des ressorts ou de l'écoulement de l'huile entre les enceintes isolées par un clapet.

Les embrayages *à billes* et *à poudre* schématisés sur la figure 24.39 sont des variantes relativement récentes qui ont pris une grande extension ces dernières années.

Dans un embrayage centrifuge à billes (fig. 24.39,*a*), la partie menante est composée d'une roue à aubes, et la partie menée, d'un cylindre fermé sur les faces. Les chambres formées par les aubes et le cylindre sont uniformément remplies de grenaille d'un diamètre de 5 à 10 mm; on ajoute 10 à 15 g d'huile par kg de grenaille. Avec l'augmentation de la vitesse de la roue à aubes, la force centrifuge augmente et serre la grenaille à la partie menée de l'embrayage.

Le moment de torsion transmis par l'embrayage croît proportionnellement au carré de la vitesse de rotation. En fin du démarrage il s'accroît brusquement par rapport à sa valeur moyenne en patinage. Ce fait s'explique par le passage du frottement de mouvement (roulement et glissement) au frottement de repos. Le moment de surcharge de l'embrayage est de deux fois supérieur à celui du lancement.

Dans les cas courants, les pièces de cet embrayage sont en fonte, et pour des lancements fréquents, en acier. Il faut veiller à ce que le lubrifiant de l'embrayage soit périodiquement remplacé.

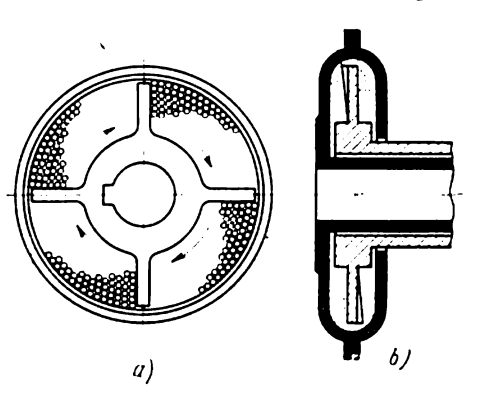


Fig. 24.39

A la différence de l'embrayage à billes qui vient d'être décrit (fig. 24.39,*b*), sa partie intérieure sous forme de disque ondulé n'est pas menante mais menée; la partie menante est constituée d'un boîtier à surface intérieure lisse et à nervures extérieures pour l'évacuation de la chaleur. Dans ce dispositif, le milieu transmettant le moment de torsion est composé soit de billes d'acier, soit de grenaille de fonte, employée dans les appareils de grenaillage, soit encore de poudre métallique graphitée.

Lors de la rotation de l'arbre moteur et du boîtier, la grenaille sous l'action des forces centrifuges est rejetée vers la périphérie et bloque le disque ondulé porté par l'arbre mené.

Des deux embrayages centrifuges qui viennent d'être examinés, le dernier semble être plus simple et susceptible d'assurer une meilleure évacuation de la chaleur.

CHAPITRE 25

Paliers lisses

GÉNÉRALITÉS

Classification. Les organes d'appui prévus pour supporter des charges radiales s'appellent *paliers lisses*, ceux qui supportent des charges axiales transmises par le pivot s'appellent *crapaudines*. Les paliers peuvent être classés suivant des critères différents. La classification en fonction des caractéristiques principales est donnée à la figure 25.4.

Avantages et inconvénients. Les avantages principaux des paliers lisses sont: guidage plus précis de l'arbre du fait que, par rapport aux paliers à roulement, le nombre de pièces déterminant la précision est plus petit; la présence entre le tourillon et le coussinet d'un film d'huile qui forme un coussin de graissage amortissant les à-coups et les chocs transmis au bâti de la machine par l'arbre; le travail à de grandes vitesses pour lesquelles la longévité des roulements est faible; possibilité de démontage, nécessaire, par exemple, pour l'assemblage des vilebrequins; travail avec une huile usagée, c'est-à-dire dans des conditions où le travail des paliers à roulement est impossible.

Parmi les inconvénients principaux des paliers lisses il y a: grandes pertes par frottement dans la période de démarrage et pertes importantes dans la période de fonctionnement stable lorsqu'il est impossible d'assurer le régime de graissage parfait, ainsi que l'usure des parties des arbres et des axes reposant sur les paliers.

PRINCIPES THÉORIQUES

Frottement dans les organes d'appui. Suivant le régime de fonctionnement d'un palier et les conditions de graissage, le frottement peut être *demi-sec*, *limite* ou *onctueux* et *hydrodynamique* (*liquide*). Le frottement hydrodynamique est le meilleur car il élimine complètement le contact immédiat des surfaces d'appui et, par conséquent, l'usure.

Pour maintenir une couche de lubrifiant dans le jeu entre les deux surfaces il faut créer une pression excédentaire. Le déplacement d'une surface parallèlement à l'autre ne produit pas de chute de pression dans un film d'huile. L'adsorption de l'huile fait que la vitesse des couches graissantes (adhérant directement au tourillon) est égale à celle des surfaces solides et varie dans le sens de l'épaisseur du film de zéro à v, suivant une loi linéaire (fig. 25.1,*a*).

Le rapprochement perpendiculaire de deux surfaces avec une vitesse v fait apparaître dans un film d'huile une pression résultante de l'écoulement ralenti de l'huile par le jeu, ralentissement dû à la viscosité de l'huile. Un tel film possède une capacité portante. Dans

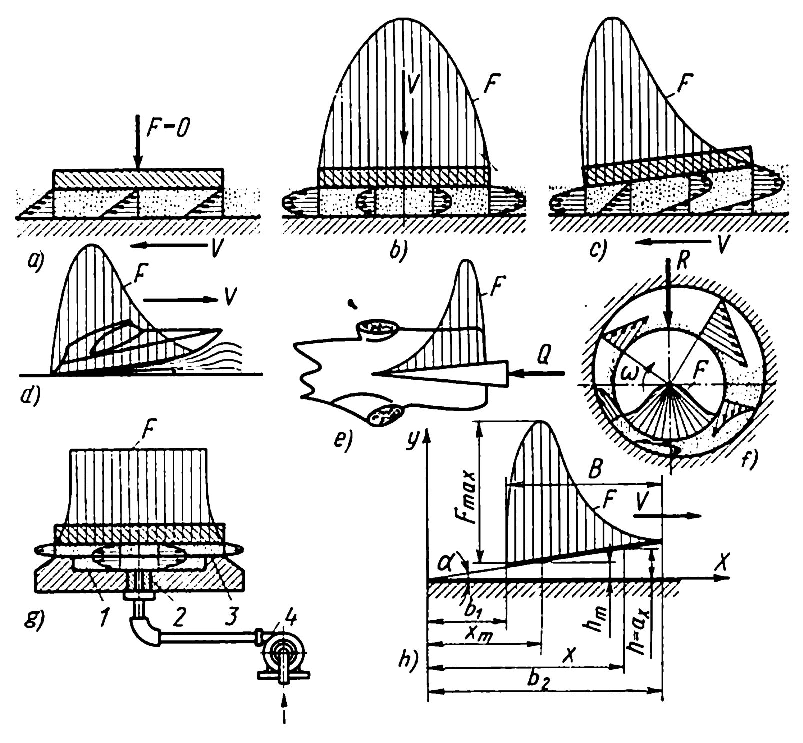


Fig. 25.1

ce cas la vitesse de l'huile suivant l'épaisseur du film est régie par une loi parabolique (fig. 25.1,*b*).

Lorsque le plan inférieur se déplace dans le sens indiqué par la figure 25.1,*c*, l'huile entre par la partie large du jeu cunéiforme et en sort par sa partie étroite.

Le fluide étant peu compressible, son écoulement continu (possible à condition que le débit du fluide entrant par la partie large du jeu soit égal à celui sortant par sa partie étroite) produit dans un tel jeu une pression intérieure, hydrodynamique, qui tend à écarter les plans ; il en résulte que l'un des plans « émerge » de la couche de fluide comme un glisseur à grande vitesse sur son « redan » (fig. 25.1,*d*).

Dans le cas d'un glisseur, la force d'écartement F est due à la vitesse v. Lorsqu'il s'agit d'un coin solide (fig. 25.1,*e*), la force d'écartement résulte de l'action de la force Q.

Dans un palier cylindrique le film d'huile cunéiforme résulte d'une disposition excentrique du tourillon dans le palier et du jeu établi entre les deux surfaces (fig. 25.1,*f*). Le mécanisme de la pression hydrodynamique qui apparaît dans la partie chargée du palier ne diffère en rien de celui du schéma de la figure 25.1,*c*.

Dans le cas d'une faible vitesse relative des surfaces de frottement, la pression peut être assurée par amenée forcée de l'huile. C'est le principe qui régit le fonctionnement des paliers hydrostatiques (fig. 25.1,*g*).

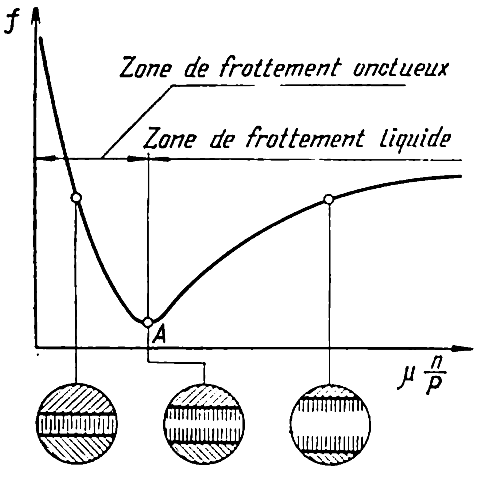


Fig. 25.2

La grande majorité des paliers à frottement liquide travaillent dans les conditions d'un régime hydrodynamique.

Le fondateur de la théorie du frottement hydrodynamique, l'éminent savant et ingénieur russe N. Pétrov (1836-1920), a établi les principes du graissage hydrodynamique.

Dans un film à deux dimensions, les variations de pression le long du jeu cunéiforme (l'écoulement par les faces étant exclu puisque d'après l'hypothèse adoptée le jeu en largeur est infini) s'expriment par la formule

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^3}, \qquad (25.1)$$

où μ est le coefficient de viscosité dynamique du lubrifiant;
v, la vitesse de déplacement relatif des surfaces;
h_m, la hauteur du jeu dans la section où $p = p_{max}$;
h, la hauteur du jeu dans la section distante de x à l'origine des coordonnées.

Si les surfaces conjuguées sont parallèles, le film d'huile dans le jeu ne peut pas résister aux sollicitations extérieures, et donc, le frottement hydrodynamique est irréalisable.

Pertes par frottement. Les pertes par frottement dans un palier lisse sont d'autant plus grandes que le coefficient de frottement f adopté en fonction des paramètres de régime est plus grand. La relation entre f et l'argument $\frac{\mu n}{p}$ est matérialisée par la figure 25.2. Ici n est le nombre de tours de l'arbre par minute; p, la pression spécifique dans le palier.

En A, qui s'appelle point critique, le frottement limite ou onctueux devient frottement hydrodynamique ou inversement. Ce diagramme montre que le coefficient de frottement hydrodynamique peut être de même ordre de grandeur que le coefficient de frottement limite. Ce même diagramme montre la disposition des molécules du lubrifiant sur les surfaces conjuguées dans les diverses conditions de régime de frottement.

Le coefficient de frottement hydrodynamique varie de 0,001 à 0,005. Le coefficient de frottement limite égal à 0,008 ou 0,15 dépend de la qualité du lubrifiant et des surfaces de frottement. Les valeurs de f dans le cas de frottement limite pour un arbre en acier reposant sur des paliers en matériaux différents sont données dans des ouvrages de référence.

Le moment de frottement dans le palier et les pertes de puissance s'obtiennent d'après les formules

$$M_f = \frac{R\,df}{2}\ \text{kgf mm}\ ;\quad P_p = \frac{Rf\pi\,dn}{1000\cdot 60\cdot 102}\ \text{kW},$$

où R est la charge supportée par le palier en kgf;
f, le coefficient de frottement;
d, le diamètre de l'arbre en mm;
n, le nombre de tours de l'arbre par minute.

Types de détériorations. Le travail des forces de frottement dans un palier est absorbé par l'échauffement et l'usure des pièces. Dans l'ensemble du palier l'usure modifie la forme géométrique des surfaces de frottement et augmente le jeu en perturbant ainsi le fonctionnement du palier. Les matériaux plastiques (babbit, matières plastiques) en s'usant subissent en même temps le laminage et bien que dans ces conditions la forme circulaire du trou change légèrement pour former un ovale, la longueur totale du coin d'huile reste pratiquement invariable (fig. 25.3,*a*).

L'usure d'un palier en matériau fragile (bronze, fonte) ne s'accompagne pas de laminage des lignes (frontières) marquant l'usure; il en résulte donc une réduction notable de la longueur du coin d'huile (fig. 25.3,*b*).

Les paliers qui travaillent sous le régime d'un frottement hydrodynamique ne s'usent que dans les périodes de lancement et d'arrêt, lorsque dans les conditions d'une faible vitesse relative dans le jeu cunéiforme la pression ne suffit pas pour constituer un film d'épaisseur convenable pour séparer les surfaces solides.

Dans le cas de faibles vitesses de l'arbre le régime de frottement limite s'établit pour toute la période du fonctionnement du palier et l'usure des surfaces est continue, son intensité dépendant des matériaux et des paramètres de régime.

Lorsque les vitesses prévues sont dépassées, le graissage étant insuffisant ou les pressions importantes, la température du palier s'élè-

ve et à un certain moment survient le grippage, le type de détérioration le plus nocif.

Les criques de fatigue affectant la couche superficielle et qui conduisent à l'ébrèchement de petits morceaux de babbit est un type de détérioration fréquent des paliers sollicités par une charge pulsatoire.

La figure 25.3,*c* représente un coussinet de palier d'un moteur à combustion interne dont la couche de friction a été détériorée par la fatigue.

Critères de calcul. Le calcul des paliers lisses est guidé par les conditions de service imposées.

Si l'organe d'appui est prévu pour travailler dans les conditions d'un frottement limite, sa résistance se calcule d'après les contraintes

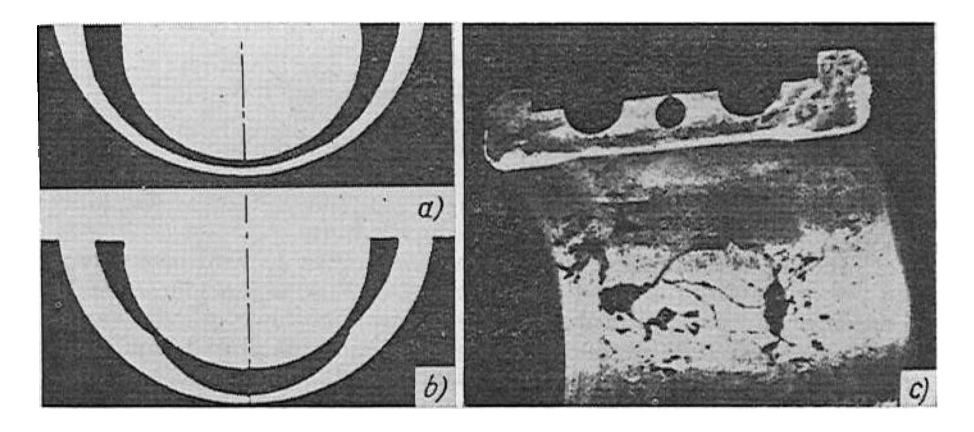


Fig. 25.3

de compression σ_{sup} ou bien d'après la pression spécifique conventionnelle p, ainsi que pour prévenir le grippage suivant le critère conventionnel pv (p. 494).

Mais si cet organe doit fonctionner dans les conditions d'un frottement hydrodynamique, le calcul se ramène à définir le jeu diamétral entre le tourillon et le palier, et lorsque le jeu est déjà connu, à déterminer la viscosité nécessaire de l'huile.

Le calcul du frottement hydrodynamique s'accompagne toujours de calcul thermique, car une élévation inadmissible de la température peut rendre le palier inapte à la fonction prévue.

Les paliers qui travaillent dans les conditions d'un frottement hydrodynamique doivent également être vérifiés d'après le critère pv, leur fonctionnement dans les périodes de démarrage et d'arrêt s'effectuant dans les conditions d'un frottement limite qui n'élimine pas le danger de grippage des surfaces associées.

CONSTRUCTIONS ET MATÉRIAUX

Constructions de paliers. Une classification approchée des paliers suivant les facteurs déterminants est donnée par la figure 25.4,*a* à *k*.

Les paliers fermés comportent des coussinets en matériau possédant des propriétés antifriction (fonte, bronze, etc.) posés à force dans le corps du palier ou bloqués par des vis d'arrêt (fig. 25.4,*a* et *e*).

Les paliers conçus suivant la figure 25.4,*a* et *e* s'emploient pour des arbres à faibles vitesses et faibles charges.

Leurs inconvénients principaux sont la nécessité d'introduire le tourillon par la joue et le rattrapage du jeu impossible au fur et à mesure de l'usure.

Des bagues élastiques à surface extérieure conique (fig. 25.4,c) accroissent la durée de service des paliers fermés. Ces bagues comportent des rainures le long de trois génératrices (ou plus) et sont fendues suivant la quatrième. A l'aide des écrous on déplace la bague dans le sens axial et diminue son diamètre en rattrapant ainsi le jeu produit par l'usure.

Une telle conception des paliers est très courante sur les tours, fraiseuses et autres machines-outils.

Les paliers à chapeau ne présentent pas de tels inconvénients.

Pour décharger les boulons des efforts transversaux éventuels, un épaulement est pratiqué dans le plan de joint du chapeau avec le corps du palier (fig. 25.4,*h* et *f*).

Le corps d'un palier lisse peut être moulé ou soudé. La figure 25.5 montre un corps soudé.

Dans les cas les plus courants, les paliers lisses sont incorporés dans le cadre, le bâti ou le corps d'une machine. Il en est ainsi, notamment, des paliers de treuils (fig. 25.4,*a*), de machines-outils (fig. 25.4,*c* et *h*), de réducteurs (fig. 25.4,*f*), de machines à vapeur (fig. 25.4,*g*), de turbines (fig. 25.4,*i*), etc.

La figure 25.6 montre un palier de réducteur rapide avec pompe à engrenages pour refouler l'huile et thermomètre pour contrôler sa température.

Le coussinet, élément en contact immédiat avec le tourillon, se fait en acier ou en fonte si sa surface intérieure doit recevoir un métal antifriction (bronze, babbit, etc.).

L'épaisseur de la couche de revêtement antifriction varie dans de très larges limites, de 0,3 à 6 mm.

Pour renforcer la liaison du matériau coulé avec le métal de base, on effectue dans le corps du coussinet des creux variés sous forme de filets ou de rainures à queue d'aronde (voir fig. 25. 11, *b*) orientées dans le sens longitudinal ou transversal.

Le choix de la longueur l de la surface d'appui du coussinet est défini par le rapport entre cette longueur et le diamètre d du

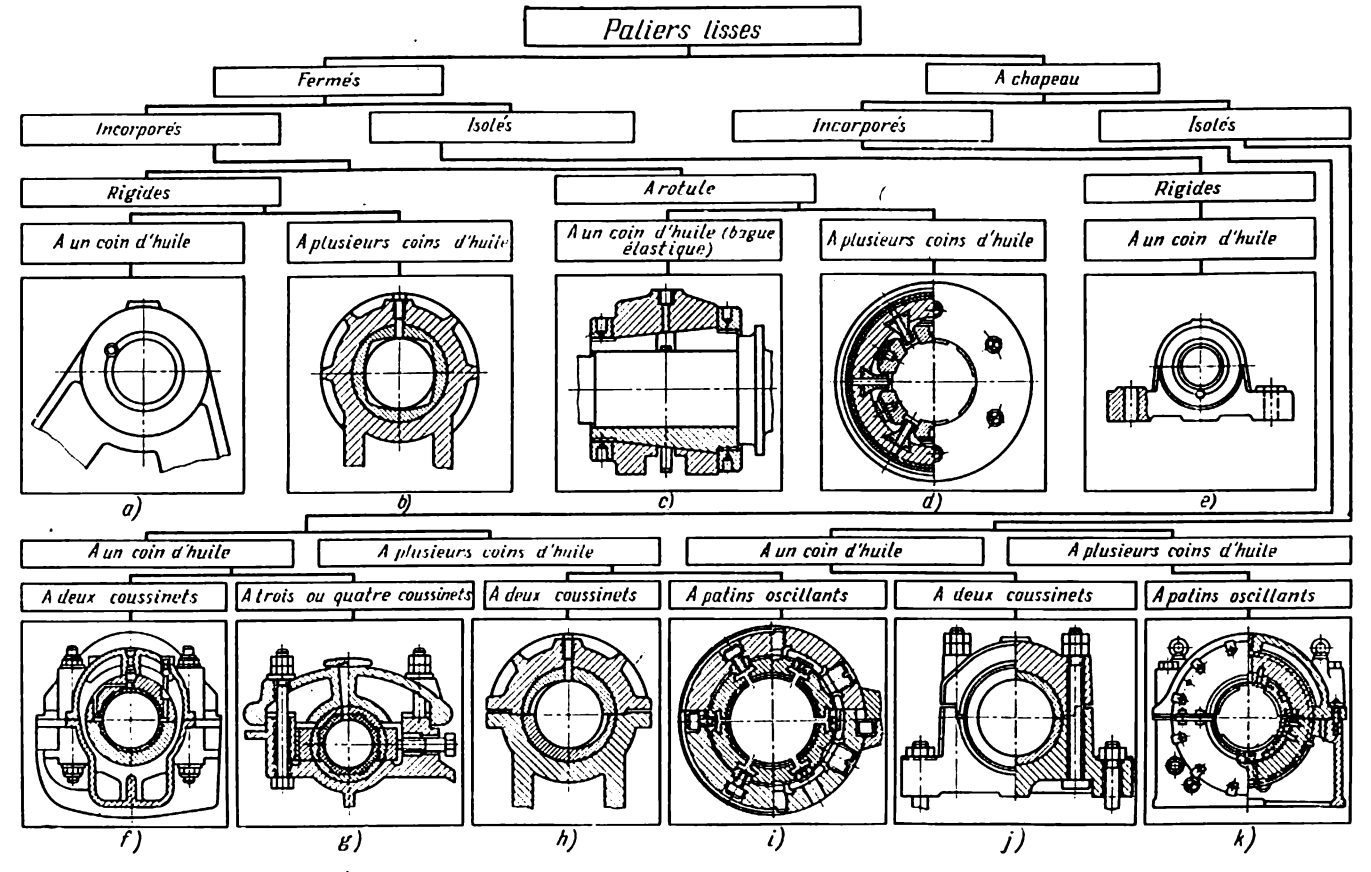

Paliers lisses
Fermés
A chapeau
Incorporés
Isolés
Incorporés
Isolés
Rigides
A rotule
Rigides
A un coin d'huile
A plusieurs coins d'huile
A un coin d'huile (bague élastique)
A plusieurs coins d'huile
A un coin d'huile
a)
b)
c)
d)
e)
A un coin d'huile
A plusieurs coins d'huile
A un coin d'huile
A plusieurs coins d'huile
A deux coussinets
A trois ou quatre coussinets
A deux coussinets
A patins oscillants
A deux coussinets
A patins oscillants
f)
g)
h)
i)
j)
k)

Fig. 25.4

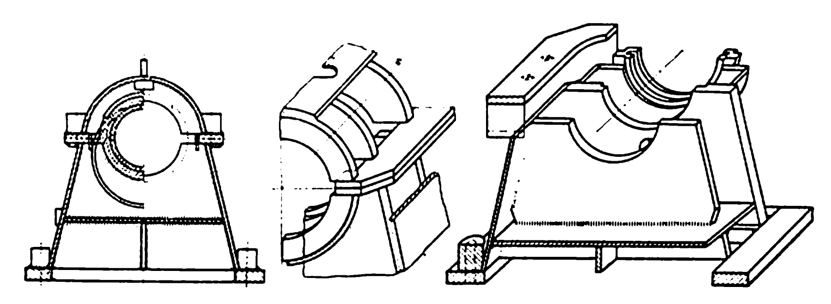


Fig. 25.5

Fig. 25.6

tourillon, lequel est généralement compris entre 0,5 et 1,0. Pour les paliers lisses étroits ne devant pas dépasser les dimensions des roulements, $l/d = 0{,}3$ à 0,4.

L'augmentation de la longueur d'un palier entraîne la diminution de la pression moyenne et rend tout l'ensemble d'appui plus sensible aux gauchissements de l'arbre. Les gauchissements excessifs de l'arbre provoquent la rupture du film d'huile sur les joues du palier et le grippage, compromettant ainsi l'aptitude de l'ensemble à la fonction.

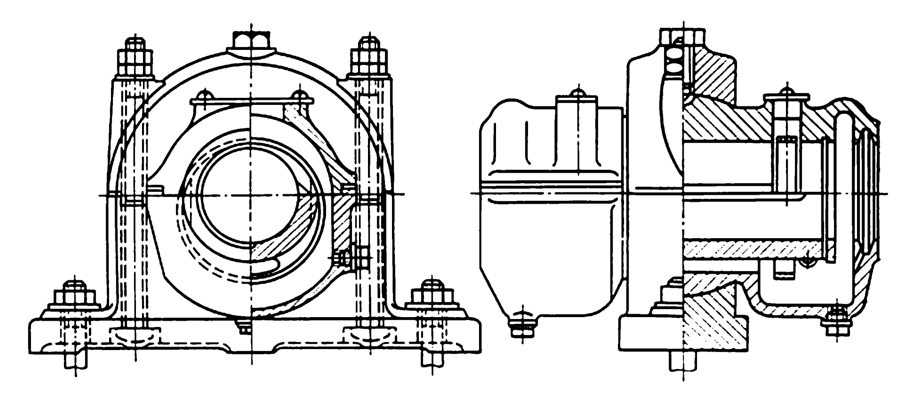


Fig. 25.7

Les pressions marginales sont particulièrement nuisibles pour des coussinets en matériaux cassants, en fonte, par exemple.

Les paliers des transmissions pour lesquels $\frac{l}{d} = 1$ à 2 se font à rotule (fig. 25.7).

Il existe des coussinets incomplets en forme d'un segment embrassant un arc $\leqslant 180°$. Cette conception est généralisée pour les boîtes d'essieu des wagons de chemin de fer dans lesquelles les coussinets sont disposés dans la partie supérieure, la sollicitation étant dirigée de bas en haut.

Si la charge agit toujours dans la même direction, le graissage de l'ensemble s'effectue généralement par le palier. A cet effet on pratique dans le corps du palier et le coussinet des canaux (perçages), et à la surface intérieure du coussinet, des rainures circulaires et des pattes d'araignée, qui rendent plus aisée la distribution de l'huile. Pour parer à l'obturation, le canal d'amenée d'huile est ménagé dans une zone non chargée du palier.

La construction des coussinets en matériaux non métalliques est déterminée par l'impératif d'une amenée intense de liquide de refroidissement, susceptible d'assurer également la lubrification.

La figure 25.8 représente certaines constructions de paliers à coussinets en bois plastifié, ainsi que les formes usuelles des cous-

sinets en caoutchouc. Il en existe deux formes courantes: lisses (fig. 25.8,*a*, *c*) et cannelés (fig. 25.8,*b*, *d*, *e*, *f*).

Dans un palier dont le service a lieu dans des conditions d'un frottement onctueux, les rainures de distribution peuvent être placées plus près de la zone de pression maximale.

Pour parer à la rupture du coin d'huile porteur (fig. 25.9), les rainures de graissage des paliers travaillant dans des conditions d'un

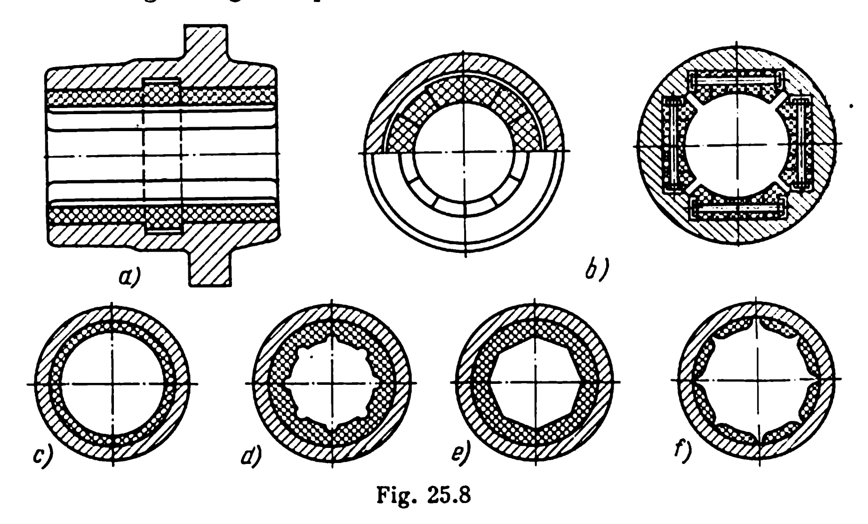


Fig. 25.8

frottement hydrodynamique doivent être situées hors de la zone des pressions hydrodynamiques.

Si le palier pivote autour d'un axe fixe (appuis des roues menées des chariots, paliers des poulies folles, pignons, etc.), la meilleure

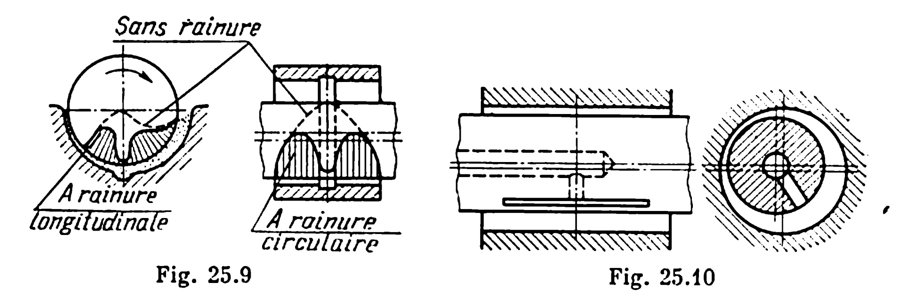


Fig. 25.9 Fig. 25.10

façon d'amener l'huile est de la canaliser à travers l'axe (fig. 25.10). Dans ces conditions, l'exécution des rainures de distribution d'huile à la surface d'un essieu ou d'un arbre est guidée par les mêmes considérations que dans le cas de leur exécution sur des appuis prévus pour des arbres animés d'un mouvement de rotation.

Lorsque le nombre de tours d'un arbre est grand, la pression dans le film d'huile peut dépasser celle produite par une charge extérieure. Dans le cas d'un équilibre compromis, des actions extérieures négligeables (secousses, déséquilibre, etc.) provoquent des vibrations importantes du tourillon de fréquence à peu près égale à la moitié du nombre de tours de l'arbre.

Pour éliminer les vibrations, on prévoit des paliers à plusieurs coins d'huile (cf. fig. 25.4,*b*). La capacité portante de ces paliers est légèrement plus faible, mais en revanche sur les surfaces des coins apparaissent des forces dirigées vers le centre et qui assurent le centrage de l'arbre et son fonctionnement sans à-coups.

Les paliers lisses à plussieurs coins d'huile s'appellent *amortisseurs*.

Les paliers représentés sur la figure 25.11 permettent de rattraper dans des directions différentes le jeu dû à l'usure du coussinet;

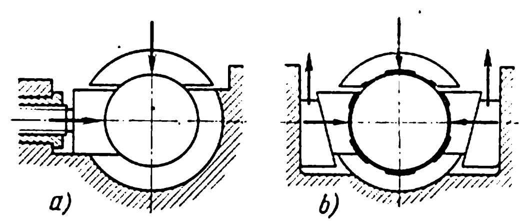


Fig. 25.11

le rattrapage se fait à l'aide d'une vis (fig. 25.11,*a*) ou des coins (fig. 25.11,*b*). Cette disposition accroît la durée de service des paliers.

Les paliers hydrostatiques peuvent avoir une forme quelconque: plate, cylindrique, conique ou sphérique. Dans les paliers de ce type les surfaces de frottement sont séparées par une couche d'huile avant même la mise en marche de la machine et de ce fait la modification des paramètres de service (vitesse et charge) n'influe pas sur l'aptitude de remplir ses fonctions.

Considérons le schéma d'un palier plat (cf. fig. 25.1,*g*). La pression dans la chambre *1* dépend de la relation des sections de passage de l'orifice de dosage *2* et de l'arête de fermeture *3*. Avec l'augmentation de la charge le jeu suivant le contour de l'arête de fermeture diminue et la pression dans la chambre augmente en atteignant à la limite la valeur de la pression produite par la pompe *4*.

Les paliers hydrostatiques assurent le centrage précis d'un arbre. La figure 25.12 donne le schéma d'un palier cylindrique à quatre chambres. La pression d'huile dans les chambres est plus faible que dans le circuit ; elle est déterminée par le rapport entre les résistances hydrostatiques dans les orifices de dosage et les jeux du palier. Dans le cas d'une charge appliquée dans la direction indiquée, la chambre portante est la chambre inférieure. Dans la chambre supérieure, située

dans la partie la plus large du jeu, la pression est absente. Les poches latérales ne subissent pas de charge du fait que les pressions y sont équilibrées. L'huile qui passe par les chambres supérieure et latérales refroidit le palier.

Le déplacement du tourillon dans le sens opposé par suite de la modification de l'orientation de la charge accroît la pression d'huile dans les chambres de la zone vers laquelle se déplace le tourillon.

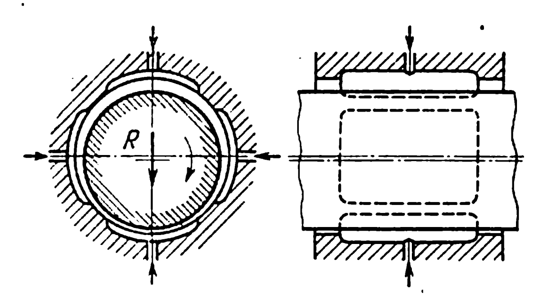


Fig. 25.12

Le palier est ainsi réglé automatiquement pour que la charge soit toujours appliquée dans le sens du vecteur de la force.

Les paliers hydrostatiques s'emploient dans des laminoirs puissants, des télescopes optiques et des radiotélescopes, de grandes antennes radar et dans d'autres équipements modernes soumis à des charges importantes et travaillant à de faibles vitesses.

Constructions de crapaudines. Une crapaudine travaille sans jeu entre les pièces conjuguées; aussi, l'amenée de lubrifiant sur les surfaces de frottement acquiert-elle dans ces conditions une importance particulière.

Dans les cas usuels, le grain de crapaudine a la forme d'un anneau entaillé de rainures (fig. 25.13,*a*). L'huile s'écoule par les rainures, alors que les rampes pratiquées sur les patins qui constituent l'anneau (fig. 25.13,*b*) rendent plus aisée l'arrivée de l'huile sur les surfaces de frottement. Si la crapaudine est prévue pour travailler dans les conditions d'une rotation réversible de l'arbre, les rampes se font des deux côtés des patins.

Pour parer aux surcharges locales qui pourraient survenir par suite de gauchissements de l'arbre, le grain reçoit une forme sphérique, sa fixation étant assurée par des ergots (fig. 25.13,*c*).

L'usage d'un grain rapporté permet d'avoir une surface supérieure d'une dureté élevée aisément remplaçable lors des réparations.

Lorsque les conditions permettent de réaliser un frottement hydrodynamique, on donne aux segments une rampe unilatérale (fig. 25.13,*b* et *c*), correspondant à l'angle α du coin d'huile calculé au préalable. Pourtant, pour assurer un frottement hydrodynamique,

on considérera comme plus sûre la construction d'une crapaudine à segments (patins) oscillants, dans laquelle les coins d'huile s'établissent automatiquement (fig. 25.14).

Le nombre de patins varie de 4 à 16.

Les patins sont soit d'une pièce en fonte ou en bronze, soit en acier sur lequel on rapporte par soudage une couche de babbit.

Matériaux des paliers lisses et des crapaudines. Un palier lisse doit se faire en un matériau possédant des propriétés antifriction,

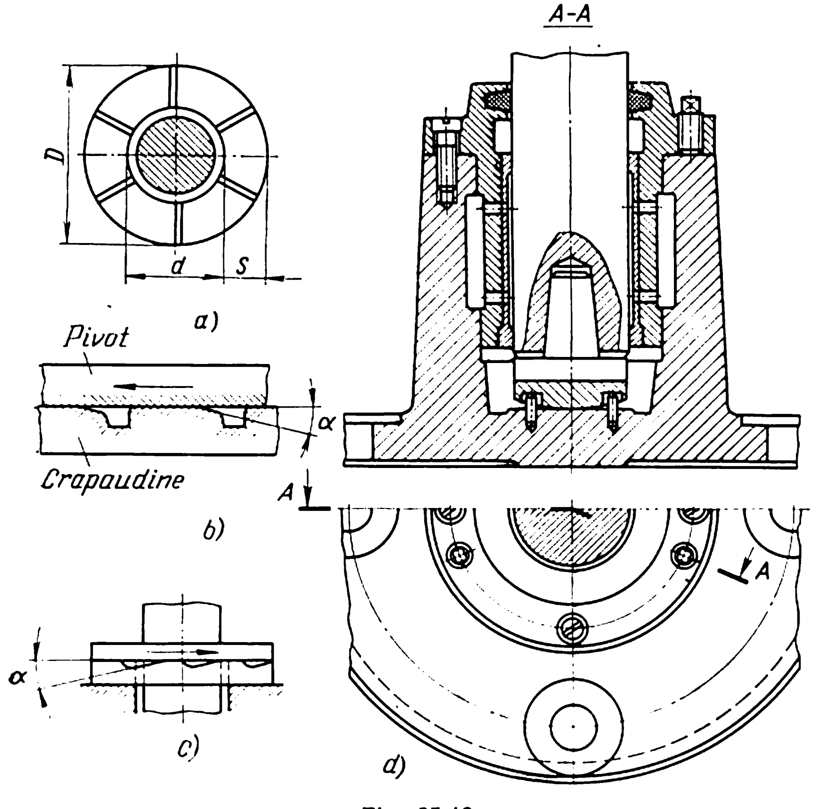


Fig. 25.13

c'est-à-dire présentant l'ensemble des propriétés suivantes: faible coefficient de frottement, bonne résistance à l'usure par frottement, inaptitude au soudage, facilité de rodage, etc. Le fonctionnement d'un arbre et d'un palier ne peut être correct que s'ils forment un couple antifriction; cela signifie qu'ils doivent avoir une dureté différente, un faible coefficient de frottement et ne présenter aucune affinité physico-chimique.

Les propriétés antifriction d'un matériau varient suivant les conditions de service. Ainsi, certaines nuances de fonte sont de bons antifrictions à faible vitesse de glissement relatif et avec un graissage abondant. L'inobservation de ces conditions entraîne une brusque

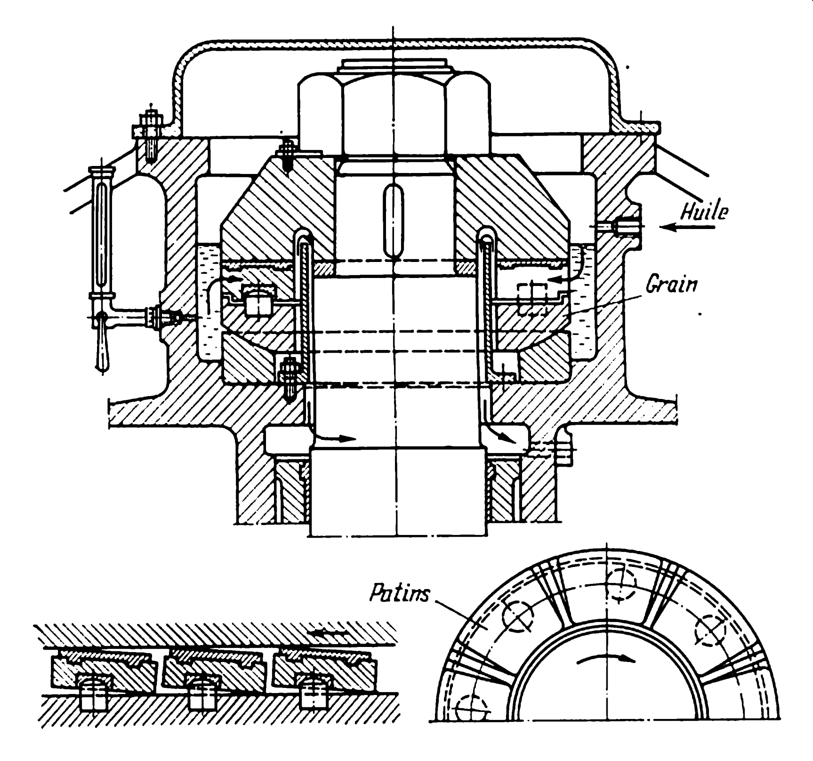


Fig. 25.14

augmentation des pertes par frottement, une forte usure des surfaces conjuguées et assez souvent le grippage.

Les bronzes et les babbits sont des antifrictions d'emploi très courant.

Les qualités élevées des *babbits* sont liées à leur plasticité qui facilite le rodage des coussinets, à leur conductibilité thermique, à leur aptitude à maintenir des films épais de lubrifiant. Les produits mous de l'usure des babbits s'« étalant » aisément suppriment une des causes les plus dangereuses du grippage.

On considère que le meilleur babbit est Б83 à haute teneur en étain (81 à 84 %), avec 11 ± 1 % d'antimoine, 6 ± 0,5 % de cuivre et pas plus de 0,55 % d'inclusions. Les babbits à l'étain résistent bien aux chocs.

Les babbits ont l'inconvénient de présenter une basse température de fusion (245 °C pour Б83), ce qui interdit leur usage pour les paliers très chargés. Dans le choix de la nuance d'un babbit on ne perdra jamais de vue la nécessité d'économiser certains métaux non ferreux, l'étain surtout.

Les *bronzes* sont plus durs que les babbits, ce qui les rend moins aptes au rodage et présente, jusqu'à un certain point, un danger dans le cas où les produits solides de l'usure se trouvent entraînés dans la zone de contact des surfaces.

Les coussinets en bronze exigent un graissage plus sûr que les coussinets en babbit. La température de fusion des bronzes (1000 °C) est nettement supérieure à celle des babbits.

Les alliages peu chers de cuivre et de fer à base d'aluminium (alcucines, par exemple) sont très usités. Lors de faibles vitesses de glissement relatif ils peuvent remplacer le bronze et même les babbits.

Certaines nuances de laiton, les alliages de cuivre et d'aluminium à base de zinc, etc., possèdent également des propriétés antifriction.

Lorsque les vitesses de glissement relatif sont très faibles (1 à 2 m/s) et le graissage abondant, on peut faire appel à la fonte antifriction. La sécurité de travail des paliers assurée par ce matériau s'explique par la forme particulière des inclusions de graphite qui constituent un lubrifiant supplémentaire. La fragilité de la fonte limite son application dans les paliers subissant des chocs.

Les coussinets en cermet se font soit par frittage sous pression de copeaux de bronze et de graphite, soit par frittage de copeaux d'acier peu carburé (voïzite).

La structure poreuse des coussinets en cermet fait qu'ils absorbent une certaine quantité d'huile. A mesure que le coussinet s'échauffe en service, l'huile monte à la surface. Aussi les coussinets en cermet sont-ils susceptibles d'assurer un service très long sous un graissage très pauvre, à condition d'une charge uniformément répartie et sans chocs.

Le revêtement antifriction des pièces en acier par chrome poreux électrolytique a trouvé certaines applications. Très dur et très lisse, un tel revêtement contribue à la résistance à l'usure, et le réseau de canaux microscopiques à sa surface favorise l'amenée continue de l'huile dans la zone de contact.

Parmi les antifrictions non métalliques figurent le bois dur, le caoutchouc et certaines matières plastiques.

Les qualités antifriction de ces matériaux sont liées à leur capacité de rodage, à la douceur des produits de l'usure, ainsi qu'à l'absence d'affinité avec les métaux. Cette dernière propriété exclut la manifestation des actions moléculaires et le danger de grippage.

La conductibilité thermique du bois étant faible, son utilisation dans les paliers exige une lubrification par eau courante qui refroidit

en même temps le palier. La lubrification par eau s'impose également lorsque les coussinets sont en caoutchouc.

L'effet corrosif de l'eau oblige à exécuter les arbres en acier inoxydable ou à employer un revêtement de protection.

Les matières plastiques les plus usuelles sont les bois stratifiés (lignofol), le textolite et les plastiques à base de résines polyamides du type nylon, capron, etc.

Le coefficient de frottement des matières plastiques est très faible ; leur tenue à l'usure est de 5 à 6 fois supérieure à celle du bronze. Leur inconvénient est de présenter une faible conductibilité thermique (300 à 500 fois inférieure à celle des métaux). Ceci peut amener l'échauffement excessif des pièces de frottement et la perte des propriétés mécaniques de la matière plastique.

L'eau ou l'émulsion représentent le graissage le plus souhaitable pour les coussinets en matières plastiques. Le graissage à l'huile impose son amenée forcée.

Au contact d'un liquide, les matières plastiques gonflent, il faut donc tenir compte de leur stabilité volumique et prévoir des jeux plus grands pour des coussinets de grande épaisseur.

Sous de faibles charges, le coussinets et les bagues en capron ou en nylon peuvent fonctionner avec un graissage pauvre ou même sans graissage.

Actuellement, on utilise toujours plus les coussinets métalliques revêtus d'une mince couche de plastique du type nylon, qui ne nécessitent pas des jeux importants, car l'absorption de l'eau dans ce cas est faible et l'évacuation de la chaleur suffisante. Ces coussinets supportent également bien les charges dynamiques.

L'épaisseur du revêtement varie de 0,08 à 0,5 mm ; la tênue à l'usure est meilleure pour les revêtements plus minces.

Pour recouvrir les coussinets d'une pellicule de nylon, on plonge la douille chauffée dans du nylon solide ou on pulvérise avec du nylon la surface intérieure du coussinet.

Lubrifiants. L'utilisation d'un lubrifiant a pour but de réduire les pertes par frottement, éliminer ou diminuer l'usure des surfaces de frottement, évacuer la chaleur et les produits de l'usure, ainsi que de préserver les pièces contre la corrosion.

Les lubrifiants les plus usités sont les huiles et les graisses consistantes.

Les propriétés les plus importantes d'une huile qui déterminent son utilisation en tant que lubrifiant sont l'onctuosité et la viscosité.

Les molécules de l'huile (épilamens) ont une forme allongée ; en interagissant avec une surface solide elles s'orientent perpendiculairement à cette surface. Les couches suivantes des molécules perdent cette orientation d'autant plus vite que le film limite est plus épais. La capacité de l'huile de créer à une surface solide des films épais et stables s'appelle *onctuosité.*

L'onctuosité dépend non seulement des propriétés de l'huile mais encore de la capacité du métal donné d'entrer en interaction avec la nuance d'huile donnée. Ainsi, à la surface d'une fonte l'onctuosité de différentes nuances d'huile varie suivant la quantité et la forme des inclusions de graphite.

La *viscosité* caractérise le frottement intérieur des liquides, c'est-à-dire leur propriété de résister au déplacement d'une couche de liquide par rapport à l'autre.

On distingue la viscosité absolue ou *dynamique* et la viscosité *cinématique*.

Le critère de viscosité dynamique est fondé sur l'hypothèse de Newton qui s'exprime par la relation

$$F = \mu S \frac{v}{h},$$

où F est la force de résistance au déplacement relatif des deux couches contiguës du fluide ;
S, la surface de contact des couches ;
h, la distance entre les couches ;
v, la vitesse de déplacement relatif des couches ;
μ, le coefficient de proportionnalité (coefficient de viscosité dynamique).

Si l'on pose $F = 1$ kgf, $S = 1$ m^2, $h = 1$ m, $v = 1$ m/s, l'unité de viscosité dynamique dans le système MKpS s'exprime en kgf·s/m^2.

L'unité de viscosité *dynamique* représente la force (en kgf) susceptible de déplacer une couche de liquide de 1 m^2 de surface à la vitesse de 1 m/s par rapport à une couche fixe de dimension égale disposée à 1 m de la couche considérée.

Dans le système CGS, l'unité de viscosité dynamique *poise* (symbole Po) s'exprime en dyn·s/cm^2.

La viscosité *cinématique* d'un fluide est le quotient de sa viscosité dynamique par sa masse volumique à la même température.

Dans le système CGS l'unité de viscosité cinématique *stokes* (symbole St) s'exprime en cm^2/s.

La valeur usuelle est le centième de cette unité, le *centistokes* (cSt)

$$\nu_{cSt} = \frac{\mu_{cPo}}{\gamma}, \tag{25.2}$$

où γ est le poids unitaire de l'huile en gf/cm^2 ou en kgf/l.

La relation entre la viscosité et la température (fig. 25.15) est le facteur de graissage le plus important pour la lubrification.

Avec l'augmentation de la pression la viscosité croît. La relation entre la viscosité et la pression s'écrit

$$\mu_p = \mu_0 e^{\alpha p},$$

où μ_p est la viscosité de l'huile à la pression excessive p en kgf/cm^2;
μ_0, la viscosité de l'huile à la pression atmosphérique (c'est-à-dire à $p = 0$);
$\alpha = (2 \div 3) \cdot 10^{-3}$ pour les huiles minérales.

Lorsque la température d'un coussinet en service est voisine de 100 °C, l'augmentation de la pression jusqu'à 200 ou 300 kgf/cm^2 peut augmenter de 30 à 35 % la viscosité de l'huile minérale.

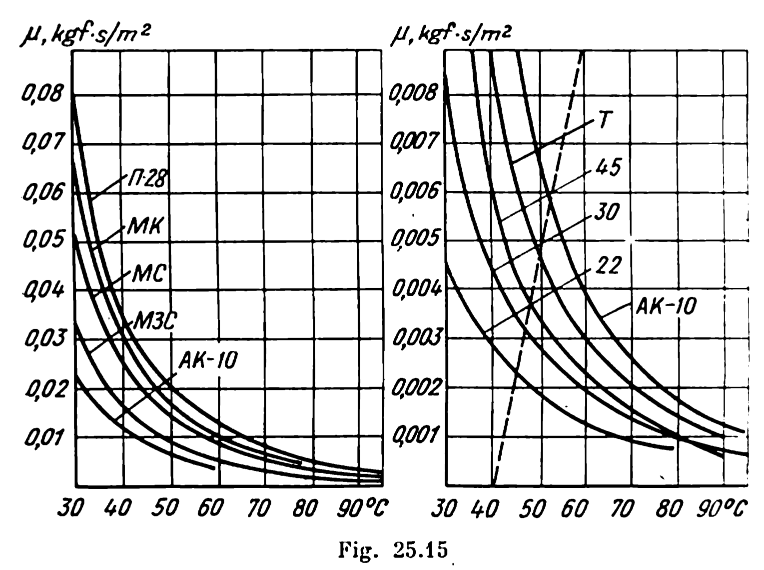


Fig. 25.15

Dans les cas courants, les paliers sont lubrifiés avec des huiles fluides minérales, et plus rarement, avec des huiles végétales ou animales.

Les huiles minérales s'obtiennent par rectification du pétrole et de ses résidus. Les huiles les plus usitées en mécanique générale sont consignées sur le tableau 25.1.

Parmi les huiles végétales ou utilise l'huile de lin, l'huile de ricin, etc. L'huile de ricin, la plus courante en construction mécanique, tout en étant très onctueuse, possède une viscosité importante.

Les huiles animales (d'os, de cachalot, etc.) sont très chères, elles présentent la meilleure onctuosité mais sont très peu visqueuses.

Les huiles compound sont un mélange d'huiles minérales peu chères mais visqueuses et d'huiles végétales ou animales d'onctuosité élevée.

En employant une huile dopée on améliore parfois le rodage d'un ensemble. Certaines additions élèvent l'activité physique des huiles et rendent plus aisé le nivellement des crêtes, d'autres, en comblant les creux entre les crêtes, rendent la surface plus lisse.

Tableau 25.1

Huiles usuelles en construction mécanique

Dénomination	Nuance	Viscosité	
		cinématique ν, en cSt	en degrés Engler correspondants °E
		Viscosité à 50 °C	
Industrielle	12 (à broche 2) 20 (à broche 3) 30 (pour machines Л) 45 (pour machines С) 50 (pour machines СУ)	10 à 14 17 à 23 27 à 33 38 à 52 42 à 58	1,86 à 2,26 2,6 à 2,31 3,81 à 4,59 5,24 à 7,07 5,76 à 7,86
Pour turbines	22 (Л) 30 (УТ) 46 (Т)	20 à 23 28 à 32 44 à 48	2,9 à 3,3 3,5 à 4,5 6,0 à 6,5
Pour moteurs	Т	62 à 68	8,2 à 9,0
		Viscosité à 100 °C	
Pour automobiles et tracteurs à rectification par acide sulfurique	АКп-6 (addition de 3+0,2 % АЗНИИ-5) АК-10 (avtol 10) АК-15 (avtol 18)	6 10 15	1,5 1,86 2,37
Pour laminoirs	П-28 (brytstok)	26 à 30	3,68 à 4,2
Pour avion	МС-20 МС-24 МК-22	20 24 22	7,85 * 8 * 8,75 *
Pour cylindres	11 (pour cylindres 2) 38 (pour cylindres 6) 24 (viscosin) 52 (vapor)	9 à 13 32 à 44 20 à 28 44 à 59	1,76 à 2,15 4,5 à 6,0 2,95 à 3,95 6 à 8

* Quotient de la viscosité cinématique à la température de 50° par la viscosité cinématique à la température ne dépassant pas 100°.

Note. Les nuances indiquées entre parenthèses correspondent aux normes anciennes.

Les additions du premier genre sont constituées par des acides organiques aliphatiques (stéarique, palmitique, etc.), l'addition du deuxième genre, par le graphite colloïdal.

Lorsque L'amenée d'huile du dispositif de graissage aux surfaces actives du palier est rendue difficile par la construction de l'ensemble (soupapes, cardans, etc.), on fait appel aux graisses.

Les graisses sont des mélanges d'huiles minérales et de faibles portions d'huile animales et végétales, rendues consistantes par des savons calcaires ou alcalins. Leur caractéristique essentielle est la *pénétration* qui se traduit par la valeur de l'enfoncement en centièmes de centimètre pendant 5 s d'un cône gradué dans la graisse portée à une température déterminée.

La lubrification peut en outre s'effectuer par eau (par exemple, paliers des hélices marines, des pompes à eau, etc.) et par air qui à de

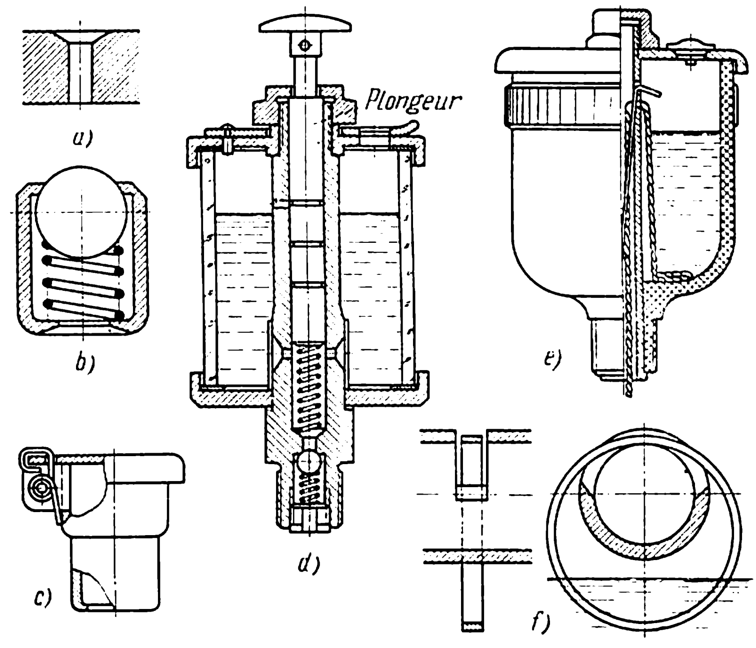


Fig. 25.16

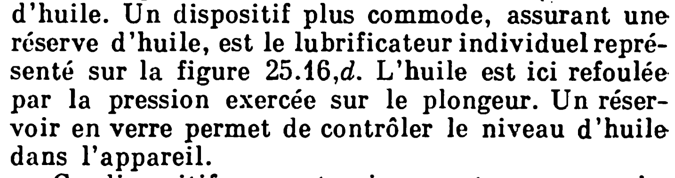
grandes vitesses de rotation forme une couche intermédiaire dans laquelle, certaines conditions étant observées, il se crée une pression intérieure, conformément à la formule (25.1).

Enfin, pour des pressions unitaires élevées et très élevées, on emploie des lubrifiants chimiquement actifs dopés avec des dérivés soufrés ou chlorés (fleur de soufre, tétrachlorure de carbone, etc.). Entrant en combinaison chimique avec des surfaces métalliques, ces substances produisent des pellicules minces séparatrices à faible coefficient de frottement, impossibles à exprimer du jeu même à pressions très élevées.

Dispositifs de graissage des paliers. Selon le mode de graissage, on distingue les dispositifs de graissage *individuel*, prévu pour un seul couple de frottement, et *central*, aussurant l'arrivée simultanée

du lubrifiant provenant du graisseur à plusieurs couples de frottement.

Le dispositif le plus simple de graissage individuel est un trou à fraisure (fig. 25.16,*a*) dans lequel l'huile est versée à l'aide d'une burette.

Pour protéger un ensemble contre les poussières, on emploie des graisseurs à bille (fig. 25.16,*b*) ou à couvercle (fig. 25.16,*c*). Un graisseur à couvercle est susceptible de conserver une certaine réserve

d'huile. Un dispositif plus commode, assurant une réserve d'huile, est le lubrificateur individuel représenté sur la figure 25.16,*d*. L'huile est ici refoulée par la pression exercée sur le plongeur. Un réservoir en verre permet de contrôler le niveau d'huile dans l'appareil.

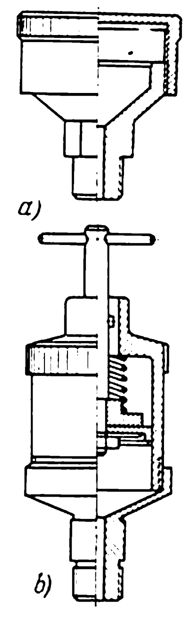


Fig. 25.17

Ces dispositifs servent uniquement pour un graissage discontinu. Le graissage continu le plus simple est assuré par mèches ou bagues de graissage. Le graissage par mèches repose sur le principe du siphon : l'huile monte par capillarité dans les fibres de la mèche (fig. 25.16,*e*).

Le graissage par bagues est très usité. Une bague métallique d'un diamètre supérieur à celui de l'arbre repose librement sur un tourillon. En tournant, l'arbre entraîne la bague qui plonge alors dans l'huile. De la bague l'huile s'écoule sur le tourillon et s'étale le long de celui-ci. Le graissage par bague est schématisé sur la figure 25.16,*f*.

Le graissage central s'effectue soit par gravité à partir d'un réservoir installé suffisamment haut, soit par l'intermédiaire d'une pompe. Il s'emploie surtout pour des transmissions fermées qui permettent la circulation de l'huile dans le système de graissage.

Pour le graissage individuel, le dispositif le plus courant pour alimenter en graisse consistante est le graisseur Stauffer (fig. 25.17,*a*). Son réservoir est garni de graisse refoulée au besoin par rotation du couvercle fileté. Le refoulement continu de la graisse par un piston, représenté sur la figure 25.17,*b*, est le procédé plus sûr.

Le graissage central par graisses consistantes ne peut s'effectuer qu'à l'aide d'une pompe à plongeur ou à piston.

CALCUL DES PALIERS LISSES

Le calcul de la limite des contraintes de contact. Ce sont les paliers des arbres oscillants de diverses machines, les nombreux appuis des appareils de levage et de manutention et des machines agricoles, des

ensembles des machines-outils travaillant à faible vitesse, etc. Tous ces paliers travaillent dans les conditions d'un frottement onctueux, leur lubrification étant assurée par l'huile ou par la graisse consistante.

La formule de départ est celle de Hertz (2.30).

Si dans cette formule la valeur de la courbure est remplacée par

$$\frac{1}{\rho}=\frac{2(D-d)}{Dd}\approx\frac{2\Delta}{d^2},$$

Δ étant le jeu diamétral, et si on introduit la valeur du jeu relatif $\psi=\frac{\Delta}{d}$, on obtient après des transformations fort simples:

$$\psi_{max}=2{,}88\frac{[\sigma]^2_{sup}}{pE}. \qquad (25.3)$$

Dans cette formule, $p=\frac{R}{ld}$ est la charge unitaire conventionnelle en kgf/cm² s'exerçant sur le palier; $[\sigma]_{sup}$ la contrainte de contact admissible choisie pour le matériau du coussinet (comme étant plus mou) en fonction de la dureté : $[\sigma]_{sup}$ = (3 à 5) HB kgf/cm². (Pour le babbit Б83, HB 30; pour le bronze ОЦС5-5-5, HB 60.)

Les diamètres du tourillon et du coussinet différant très peu, la formule (25.3) ne donne qu'un résultat approché.

Le calcul de la tenue au grippage se fait pour les paliers travaillant dans des conditions de frottement onctueux à des vitesses périphériques $v > 0{,}1$ m/s.

La charge limite est alors définie principalement par les quantités de chaleur dégagée et évacuée, le rapport entre elles est déterminé par la température du palier.

Dans ce cas le calcul se fait pour vérifier deux critères

$$p=\frac{R}{ld}\leqslant[p] \qquad (25.4)$$

et

$$pv=\frac{R}{ld}\cdot\frac{\pi dn}{60\cdot 100}=\frac{Rn}{1910l}\leqslant[pv], \qquad (25.5)$$

où R est en kgf; n est le nombre de tours par minute du tourillon; l et d en cm.

D'après les matériaux et le domaine d'application des paliers, $[p]$ = 40 à 250 kgf/cm² et $[pv]$ = 60 à 300 kgf·m/cm²s (pour plus de détails voir des ouvrages appropriés).

Calcul du frottement hydrodynamique. Dans un palier cylindrique, un coin d'huile s'établit très simplement par la création d'un jeu dans le palier grâce auquel le tourillon occupe une position excentrique (fig. 25.18,*a*).

Dans son mouvement de rotation, le tourillon entraîne des couches d'huile concentriques; la première couche qui le mouille est

entraînée par *onctuosité*, les autres, par *viscosité*. Il en résulte une circulation continue d'huile autour du tourillon.

Le tourillon agit comme une pompe refoulant l'huile dans le jeu qui se rétrécit graduellement dans le sens de la rotation, en faisant ainsi apparaître dans ce coin d'huile des pressions considérables.

L'augmentation de la pression dans la couche d'huile soulève le tourillon en élargissant les sections de passage et augmente la vitesse d'écoulement de l'huile. Cette action commune amène un état s'équilibre, caractérisé par une telle répartition des pressions dans la

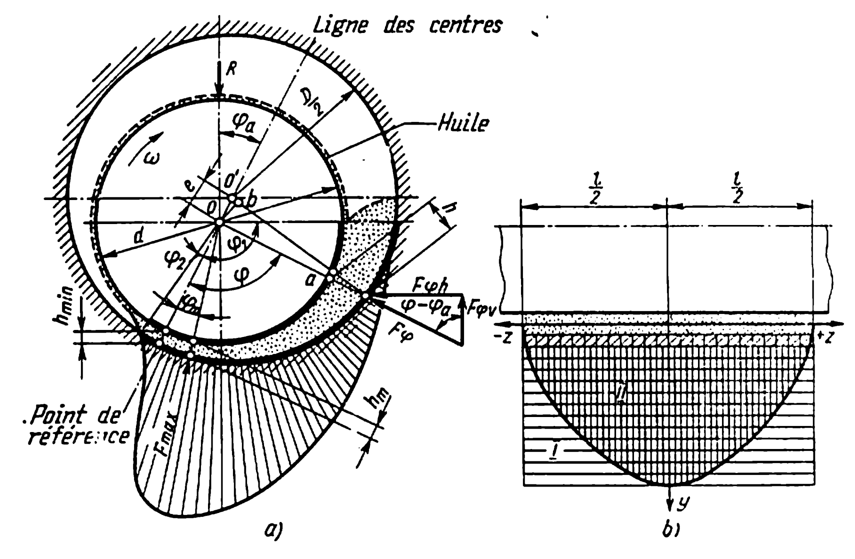


Fig. 25.18

couche d'huile que le volume d'huile, qui s'écoule par unité de temps dans toutes les directions, est égal à celui amené par l'arbre dans l'espace rétréci du jeu.

La direction des forces hydrodynamiques p_φ agissant sur le tourillon coïncide avec la normale à la surface de l'arbre, c'est-à-dire avec son rayon. Si l'on décompose ces forces en composantes verticales et horizontales, seules les composantes verticales $p_{\varphi v}$ sont susceptibles de résister à la sollicitation extérieure R.

Les forces horizontales $p_{\varphi h}$ provoquent le déplacement de l'arbre dans le palier, à la suite de quoi la ligne des centres de l'arbre et du palier forme un angle φ_a avec le diamètre vertical.

A la différence du diagramme des forces hydrodynamiques tracé pour deux plans (fig. 25.1,*h*), celui des forces s'exerçant sur les surfaces de l'arbre et du coussinet doit traduire la forme cylindrique de ces pièces.

La formule exprimant la capacité de charge du palier dans les conditions d'un frottement hydrodynamique se déduit à partir des hypothèses fondamentales suivantes de la théorie hydrodynamique du graissage:

1. Dans la zone des forces hydrodynamiques le déplacement des filets d'huile est laminaire.
2. L'huile adhère tellement aux surfaces de l'arbre et du coussinet que la vitesse des particules appartenant aux couches extérieures de l'huile est nulle par rapport aux surfaces correspondantes.
3. On ne tient pas compte de l'influence de la pesanteur du film d'huile, des forces d'inertie de ses particules et des forces capillaires.
4. L'huile ne se comprime pas sous l'action de la charge extérieure.

Introduisons d'après la figure 25.18,*a* les notations suivantes:

$\delta = \frac{\Delta}{2} = \frac{D}{2} - \frac{d}{2} = \frac{D}{2} - r$, le jeu radial ($\Delta$ est le jeu diamétral);

$\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{2\delta}{d}$, le jeu relatif;

h_{min}, la hauteur du jeu minimal entre l'arbre et le coussinet;

$e = \delta - h_{min} = \frac{\Delta}{2} - h_{min}$, l'excentricité absolue;

$\chi = \frac{e}{\delta} = \frac{2e}{\Delta}$, l'excentricité relative.

Après les transformations peu compliquées, la valeur de l'excentricité relative peut être exprimée par la formule

$$\chi = 1 - \frac{2h_{min}}{d\psi}. \tag{25.6}$$

Calculons l'effort p_φ qui prend naissance dans la section de la couche d'huile située à un angle φ de la ligne des centres.

L'excentricité e étant très faible, on peut considérer que l'angle φ, lorsque le centre de l'arbre est O, est égal à l'angle correspondant, le centre du coussinet étant O'.

On tire alors de la fig. 25.18,*a*:

$$\frac{D}{2} = O'b + Oa + h \approx e \cos \varphi + r + h.$$

Après substitutions, on obtient:

$$h = \psi \frac{D}{2} (1 - \chi \cos \varphi) \approx \psi r (1 - \chi \cos \varphi),$$

où r est le rayon de l'arbre.

Lorsque $h = h_m$ et $\varphi = \varphi_m$, la hauteur de la section dans laquelle l'effort hydrodynamique $p_\varphi = p_{max}$ s'écrit: $h_m = \psi r (1 - \chi \cos \varphi_m)$.

En remplaçant dans la formule (25.1) h et h_m par leurs valeurs, compte tenu de ce que $dx = rd\varphi$, on obtient:

$$dp_\varphi = 6\mu \frac{v}{\psi^2} \cdot \frac{(1-\chi\cos\varphi)-(1-\chi\cos\varphi_m)}{(1-\chi\cos\varphi)^3} d\varphi. \qquad (25.7)$$

La zone du jeu soumise à des efforts hydrodynamiques se termine à la section située à un angle φ_2 de la ligne de référence. Au-delà de cette section l'huile passe dans la partie élargie du jeu et commence à s'écouler en filets dispersés.

En intégrant l'équation (25.7) dans les limites de φ_2 à φ pour μ = const et v = const, on obtient la formule donnant l'effort appliqué à un point quelconque du tourillon:

$$p_\varphi = \frac{6\mu v}{\psi^2} \int_{\varphi_2}^{\varphi} \frac{(1-\chi\cos\varphi)-(1-\chi\cos\varphi_m)}{(1-\chi\cos\varphi)^3} d\varphi. \qquad (25.8)$$

La composante verticale

$$p_{\varphi v} = p_\varphi \cos(\varphi - \varphi_a). \qquad (25.9)$$

L'addition de toutes les composantes verticales dans les limites de la manifestation des forces hydrodynamiques de φ_2 à φ_1 donne une force p_v dans la section médiane du coin d'huile:

$$p_v = \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} p_{\varphi v} d\varphi = \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} p_\varphi \cos(\varphi - \varphi_a)\, d\varphi =$$

$$= \frac{6\mu v}{\psi^2} \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} \int_{\varphi_2}^{\varphi} \frac{(1-\chi\cos\varphi)-(1-\chi\cos\varphi_m)}{(1-\chi\cos\varphi)^3} d\varphi\, [\cos(\varphi-\varphi_a)]\, d\varphi. \qquad (25.10)$$

Pour obtenir la force totale qui soulève le tourillon, il conviendrait de multiplier p_v par la longueur l du coussinet.

Le diagramme des forces serait alors conforme à celui de la figure 25.18,*b* désigné par *I*.

Dans un palier réel, l'huile a la possibilité de s'écouler par les joues, ce qui signifie qu'en ces endroits les forces hydrodynamiques sont nulles. La répartition des efforts conformément au diagramme *I* ne serait possible que pour des tourillons infiniment longs ou à étanchéité parfaite des joues.

Il a été établi expérimentalement que dans une couche hydrodynamique, la répartition des efforts le long d'un coussinet réel se produit conformément à la parabole *II* (fig. 25.18,*b*), dont l'équation est

$$p'_v = p_v C \left[1 - \left(\frac{2z}{l}\right)^2\right], \qquad (25.11)$$

où z situe le point suivant la longueur du coussinet;

l, la longueur du coussinet;

C, le coefficient définissant le mode de variation de l'effort p_v calculé pour des portées infinies lors du passage à des paliers réels. La définition théorique de C conduit à l'expression

$$C = \frac{5}{4}\frac{1}{\left[1+a\left(\frac{d}{l}\right)^2\right]}, \qquad (25.12)$$

où a est une variable dépendante de l'excentricité relative χ.

En définitive, la capacité portante d'un coin d'huile, compte tenu de la longueur du coussinet, est

$$P = \int_{-\frac{l}{2}}^{+\frac{l}{2}} p_v' \, dz. \qquad (25.13)$$

En remplaçant dans l'équation (25.11) p_v par sa valeur tirée de (25.10) et dans l'équation (25.13), p_v' par sa valeur tirée de (25.11), on obtient après intégration

$$P = \frac{\mu v l}{\psi^2}\Phi, \qquad (25.14)$$

où

$$\Phi = 6\int_{-\frac{l}{2}}^{+\frac{l}{2}}\int_{\varphi_2}^{\varphi_1}\int_{\varphi_2}^{\varphi}\frac{(1-\chi\cos\varphi)-(1-\chi\cos\varphi_m)}{(1-\chi\cos\varphi)^3}\,d\varphi \times$$

$$\times[\cos(\varphi-\varphi_a)]\,d\varphi C\left[1-\left(\frac{2z}{l}\right)^2\right]dz.$$

L'expression (25.14) permet d'obtenir une formule pour le *critère de chargement*:

$$\Phi = \frac{\psi^2 P}{\mu v l} = 19{,}11\,\frac{k\psi^2}{\mu n}, \qquad (25.15)$$

où k est la pression par unité de projection diamétrale du tourillon;
n, la vitesse de rotation de l'arbre en tr/mn.

Le calcul de l'intégrale Φ sous sa forme générale est très délicat. Aussi admet-on comme condition supplémentaire que les forces hydrodynamiques se manifestent dans les limites d'un arc de 180° du jeu commun entre l'arbre et le coussinet, ce qui permet de déduire une équation $\Phi = f(\chi)$ valable pour un rapport $\frac{l}{d}$ quelconque.

Pour les valeurs les plus courantes de χ (de 0,333 à 0,95), V. Kodnir a obtenu la formule suivante

$$\Phi = \frac{P\psi^2}{\mu v l} = 19{,}11\,\frac{k\psi^2}{\mu n} = \frac{1{,}02}{\frac{h_{\min}}{d\psi}\left[1+4{,}62\left(\frac{d}{l}\right)^2\left(0{,}026+\frac{h_{\min}}{d\psi}\right)\right]}, \qquad (25.16)$$

où P est l'effort total (capacité portante du coussinet) en kgf produit dans le film d'huile;
ψ, le jeu relatif;
μ, la viscosité dynamique de l'huile, en kgf·s/m²;
v, la vitesse de rotation de l'arbre, en m/s;
k, la charge par unité de projection diamétrale du coussinet, kgf/m²;
h_{min}, la hauteur minimale du film d'huile dans le jeu, en m.

Les valeurs de Φ pour les différentes valeurs du rapport $\frac{l}{d}$ en fonction de $\chi = 1 - \frac{2h_{min}}{d\psi}$ sont données dans le tableau 25.2.

L'équation (25.16) indique que plus h_{min} est faible, plus la force P qui prend naissance dans la couche d'huile est importante.

La valeur de h_{min} doit être telle que les rugosités restées après l'usinage à la surface de l'arbre et du coussinet ne provoquent pas la rupture du film d'huile. La classe de l'état de surface du tourillon dépend du mode d'achèvement; les classes 7 et 8 correspondent au tournage fin, 9 à 13, au polissage. Après brochage, rectification ou grattage, l'état de la surface active du coussinet correspond à la classe 6 ou 7, et après l'alésage fin, à la classe 7 ou 8. Compte tenu des écarts de forme éventuels de la pièce et de la rigidité insuffisante de l'ensemble, h_{min} doit être pris par excès:

$$h_{min} = \xi (R_{z1} + R_{z2} + y_t), \tag{25.17}$$

où $\xi = 1,2$ à $1,5$ est le coefficient de sécurité du coussinet;
R_{z1} et R_{z2}, les hauteurs moyennes des rugosités à la surface du tourillon et du coussinet;
y_t, la flèche du tourillon dans le coussinet;

$$y_t = 1,6 \frac{l}{L} y_a,$$

où L est la distance entre les milieux des paliers;
y_a, la flèche maximale de l'arbre.

Pour les paliers à rotule, $y_t = 0$.

La limite supérieure de ξ peut atteindre 10, pourtant avec l'augmentation de ξ croît l'épaisseur de la couche de graissage et la résistance à la rotation. Par ailleurs, pour de grandes valeurs de ξ, peuvent surgir des vibrations nuisibles de l'arbre dans la couche de graissage.

Le jeu relatif ψ est compris entre 0,0003 et 0,005. Les valeurs plus importantes de ψ correspondent aux paliers plus rapides, à moindre pression, de rapport $\frac{l}{d}$ plus grand et avec coussinet plus dur. Le calcul d'un palier lisse se ramène à l'établissement du jeu maximal admissible Δ ou au choix de la nuance d'huile de viscosité nécessaire pour réaliser le régime hydrodynamique.

Tableau 25.2

Critère de chargement $\Phi = \frac{19,11\ k\psi^2}{\mu n}$

$\frac{l}{d}$	χ													
	0,33	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,83	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99
	Valeur de chargement Φ													
1,5	1,37	1,76	2,47	3,50	4,16	5,10	6,42	8,32	10,3	17,9	23,8	37,3	76,7	196,4
1,3	1,20	1,55	2,20	3,17	3,80	4,68	5,96	7,79	9,68	17,2	22,9	36,2	75,2	193,9
1,2	1,11	1,43	2,05	2,97	3,58	4,44	5,68	7,47	9,30	16,66	22,34	35,4	74,1	192,0
1,1	1,00	1,30	1,89	2,75	3,33	4,15	5,34	7,08	8,86	16,00	21,60	34,4	82,7	190,0
1,0	0,896	1,17	1,70	2,51	3,05	3,83	4,96	6,61	8,35	15,31	20,70	33,4	71,1	187,0
0,9	0,781	1,03	1,51	2,24	2,75	3,47	4,54	6,10	7,75	14,43	19,74	32,0	68,95	183,4
0,8	0,662	0,874	1,30	1,95	2,40	3,06	4,03	5,48	7,02	13,35	18,40	30,20	66,10	178,7
0,7	0,540	0,716	1,07	1,64	2,03	2,61	3,47	4,78	6,18	12,00	16,80	27,85	66,20	171,8
0,6	0,421	0,562	0,85	1,31	1,64	2,13	2,87	3,98	5,21	10,42	14,75	24,95	57,30	162,5
0,5	0,310	0,416	0,636	0,99	1,25	1,64	2,22	3,15	4,16	8,52	12,33	21,28	50,60	149,0
0,4	0,208	0,281	0,433	0,705	0,867	1,14	1,57	2,26	3,02	6,43	9,55	16,72	41,65	129,4

La valeur de la viscosité d'huile μ doit être considérée pour une température moyenne du film d'huile d'un palier en fonctionnement.

Pour les organes d'appui des moteurs de tracteurs, d'automobiles et de machines-outils, $t_{moy} = 70$ à 90 °C; pour les réducteurs à engrenages isolés et les laminoirs, $t_{moy} = 50$ à 60 °C.

Calcul de l'échauffement. Dans la majorité des cas, la température moyenne du palier est inconnue et pour la définir il faut effectuer le calcul thermique.

En régime de travail stationnaire, la quantité de chaleur W produite par le frottement des couches d'huile dans le jeu est égale à celle de la chaleur évacuée du palier :

$$W = W_1 + W_2, \tag{25.18}$$

où W_1 est la quantité de chaleur évacuée du palier par l'huile;
W_2, la quantité de chaleur évacuée du palier par le métal dans le milieu ambiant.

W, W_1 et W_2 se calculent d'après les formules suivantes:

$$W = \frac{Rvf}{427} \text{ kcal/s}, \tag{25.19}$$

où R est la charge sur le palier en kgf ;
v, la vitesse en m/s ;
f, le coefficient de frottement ;

$$W_1 = c\gamma Q \Delta t \text{ kcal/s},$$

où c est la capacité thermique de l'huile en kcal/kgf ;
γ, le poids spécifique de l'huile en kgf/m³ ;
Q, le débit en m³/s de l'huile qui s'écoule par les joues du palier;
$\Delta t = t_{moy} - t_e$, la différence entre la température moyenne du palier et la température d'huile à l'entrée ;

$$W_2 = \alpha \pi d l \, \Delta t \text{ kcal/s}, \tag{25.20}$$

où α est le coefficient de transmission de chaleur en kcal/m²·s·degrés.

Compte tenu que pour toutes les nuances d'huile $c\gamma \approx 405$, après avoir remplacé dans la formule (25.18) W, W_1 et W_2 par leurs valeurs qui viennent d'être trouvées, on obtient

$$\Delta t = 6 \cdot 10^{-6} \frac{\frac{f}{\psi} k}{\frac{Q}{\psi v l d} + \frac{\Pi}{\psi v}}, \tag{25.21}$$

où $\Pi = \frac{\alpha \pi}{405}$ est un coefficient défini par le type de palier (tableau 25.3).

Tableau 25.3

Valeurs de α et de Π

Type de palier	α en kcal/m²·s·degrés	$\Pi = \frac{\alpha\pi}{405} \cdot 10^4$
Paliers légers à évacuation de chaleur difficile, du fait d'une température élevée du milieu ambiant, par exemple	0,013	1,0
Paliers courants travaillant dans les conditions usuelles	0,018	1,4
Paliers lourds à évacuation de chaleur accélérée, par refroidissement à l'eau ou à l'air, par exemple	0,033	2,5

Les rapports $\frac{f}{\psi}$ et $\frac{Q}{\psi vld}$ peuvent être soit calculés d'après les formules, soit choisis dans le tableau 25.4.

$$\frac{f}{\psi} = 0{,}150 + 1{,}92\,(1{,}119 - \chi)\left[1 + 2{,}31\left(\frac{d}{l}\right)^2 (1{,}052 - \chi)\right]; \quad (25.22)$$

$$\frac{Q}{\psi vld} = 0{,}285\,(0{,}2035 + \chi)\,\frac{0{,}072\left(\frac{l}{d}\right)^2 - 1{,}05 + \chi}{0{,}433\left(\frac{l}{d}\right)^2 + 1{,}05 - \chi}. \quad (25.23)$$

Dans ces formules χ est l'excentricité relative définie par la formule (25.6).

Lorsque l'évacuation de la chaleur est malaisée (température élevée du milieu ambiant ou faible conductibilité thermique du coussinet en matériau non métallique), on peut négliger l'évacuation de la chaleur par le palier. Alors la formule (25.21) se simplifie et devient

$$\Delta t = 6 \cdot 10^{-6}\,\frac{\frac{f}{\psi}\,k}{\frac{Q}{\psi vld}}. \quad (25.24)$$

La température de l'huile à l'entrée du palier

$$t_e = t_{moy} - \Delta t. \quad (25.25)$$

Ordre de calcul d'un palier lisse. Données: R, la charge supportée par le palier; d, son diamètre; l, sa longueur; n, le nombre de tours par minute; t_e, la température de l'huile à l'entrée.

1. Déterminer l'épaisseur h_{min} du film d'huile au droit d'étrécissement maximal du jeu, en fonction de la classe de l'état des surfaces actives et de la flèche du tourillon.
2. Imposer la valeur du jeu relatif ψ.

Tableau 25.4

Valeurs de $\frac{f}{\psi}$ et de $\frac{Q}{\psi vld}$

$\frac{l}{d}$	Rapports	χ							
		0,33	0,50	0,70	0,80	0,90	0,95	0,975	0,99
1,5	$\frac{f}{\psi}$	2,87	1,92	1,24	0,97	0,67	0,48	0,35	0,22
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,0697	0,0896	0,1038	0,1009	0,0888	0,077	0,067	0,0576
1,3	$\frac{f}{\psi}$	3,26	2,13	1,33	1,02	0,700	0,490	0,350	0,22
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,0775	0,1006	0,1171	0,1134	0,0986	0,0039	0,0718	0,0605
1,0	$\frac{f}{\psi}$	4,34	2,71	1,58	1,16	0,760	0,520	0,360	0,230
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,0917	0,1215	0,144	0,1415	0,122	0,1017	0,0843	0,0686
0,9	$\frac{f}{\psi}$	4,96	3,04	1,72	1,24	0,790	0,540	0,370	0,230
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,0968	0,1295	0,1563	0,1537	0,1334	0,1108	0,0909	0,0729
0,8	$\frac{f}{\psi}$	4,83	3,50	1,92	1,35	0,840	0,560	0,380	0,240
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,1023	0,1382	0,1695	0,1685	0,147	0,122	0,0997	0,0784
0,7	$\frac{f}{\psi}$	7,10	4,18	2,21	1,52	0,910	0,600	0,400	0,240
	$\frac{Q}{\psi vdl}$	0,1078	0,1474	0,184	0,1852	0,164	0,1367	0,1115	0,0864

Suite

$\frac{l}{d}$	Rapports	χ							
		0,33	0,50	0,70	0,80	0,90	0,95	0,975	0,99
0,6	$\frac{f}{\psi}$	9,09	5,22	2,66	1,78	1,02	0,650	0,420	0,260
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,1132	0,1566	0,1995	0,204	0,1842	0,1552	0,1267	0,0974
0,5	$\frac{f}{\psi}$	12,3	6,94	3,39	2,20	1,20	0,730	0,460	0,270
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,1183	0,1656	0,2152	0,224	0,208	0,1785	0,1473	0,1133
0,4	$\frac{f}{\psi}$	18,3	10,1	4,47	2,98	1,54	0,890	0,530	0,0300
	$\frac{Q}{\psi vld}$	0,123	0,174	0,232	0,245	0,235	0,207	0,175	0,136

3. Calculer la valeur de l'excentricité relative χ suivant la formule (25.6).

4. Choisir dans les tableaux 25.2 et 25.4 pour un rapport $\frac{l}{d}$ imposé les valeurs de $\frac{19{,}11k\psi^2}{\mu n}$, $\frac{f}{\psi}$ et $\frac{Q}{\psi vld}$.

5. Définir le paramètre:

$$A_0 = \frac{t_{\text{moy}} - t_e}{\mu} = 6\cdot 10^{-6}\,\frac{\frac{f}{\psi}\cdot\frac{19{,}11k\psi^2}{\mu n}}{\frac{Q}{\psi vld} + \frac{\Pi}{\psi v}}\cdot\frac{n}{19{,}11\psi^2}.$$

6. Tracer sur le diagramme viscosité-température d'huile la droite donnée par l'équation $t_{\text{moy}} = t_e + A_0\mu$ déduite de la formule de A_0, où t_e et A_0 sont des constantes, alors que t_{moy} et μ, des variables.

7. Le point d'intersection de la droite et de la courbe (fig. 25.15) donne les valeurs de la température moyenne d'huile t_{moy} et de la viscosité dynamique μ qui correspondent aux paramètres considérés du palier.

8. Déterminer la valeur de k d'après la valeur

$$\Phi = \frac{19{,}11k\psi^2}{\mu n}.$$

Il est commode de calculer le palier pour plusieurs valeurs de ψ qu'on utilise ensuite pour dresser le diagramme de k en fonction de ψ, qui donne la marge de capacité de chargement en fonction de la valeur du jeu relatif. Le palier travaille dans le régime hydrodynamique si $P = kld > R$.

CALCUL DES CRAPAUDINES

Limitation de la pression spécifique. La pression spécifique s'exerçant sur la surface d'appui d'une crapaudine

$$p = \frac{4A}{\pi (D^2 - d^2)\, \xi} \leqslant [p], \tag{25.26}$$

où A est la charge totale subie par le palier ;
D et d, respectivement les diamètres extérieur et intérieur de la surface d'appui de la crapaudine (fig. 25.14,*a*)
ξ, le coefficient qui tient compte de l'utilisation incomplète de la surface d'appui (rainures de graissage). Dans les cas courants $\xi = 0{,}9$.

Suivant le domaine d'application et les matériaux, $[p] = 40$ à 250 kgf/cm².

Calcul de la tenue au grippage. Posons (voir fig. 25.14,*a*) :

$$D_{\text{moy}} = \frac{D+d}{2} \quad \text{et} \quad d = D - 2s.$$

Après des transformations simples, tenant compte de ce que $v = \frac{\pi D_{\text{moy}} n}{60 \cdot 100}$ m/s, la tenue au grippage doit vérifier la condition :

$$pv = \frac{An}{5400\bar{s}} \leqslant [pv], \tag{25.27}$$

où A est exprimé en kgf ; n est la vitesse en tr/mn ; $\bar{s}$, la largeur du patin en cm ; p, en kgf/cm²; v_{moy}, la vitesse suivant le diamètre moyen D_{moy} du grain en m/s.

Les valeurs de $[pv]$ pour les divers matériaux sont données dans les tableaux de référence.

Calcul du frottement hydrodynamique. Le calcul se réduit à la détermination du nombre de segments assurant un frottement hydrodynamique :

$$z = 12{,}6\, \frac{A h_{\min}^2 \left[1 + \left(\frac{B}{s}\right)^2\right]}{\mu D_{\text{moy}} n B^2 \bar{s}}, \tag{25.28}$$

où $h_{\min}$ est la hauteur minimale de la section du jeu en m ;
B, la longueur du patin suivant la corde du diamètre moyen en m ;

μ, la viscosité d'huile en kgf·s/m²;
D_{moy}, le diamètre moyen de la surface d'appui en m;
n, la vitesse de l'arbre en tr/mn.

Pour des patins fixes il convient de déterminer encore l'angle α de l'inclinaison de leurs surfaces $\alpha = \frac{h_{min}}{0,7B}$.

Les valeurs de h_{min} et μ_t sont choisies en se guidant d'après les mêmes considérations que lors du calcul des coussinets.

Pratiquement, $\frac{B}{s}$ est choisi entre 0,5 et 1.

Le nombre de segments z, obtenu par calcul d'après la formule (25.28), doit évidemment vérifier la condition:

$$z < \frac{\pi(D_{moy} - s)}{B},$$

sinon il est impossible de disposer les patins sur le périmètre du grain.

Essais des paliers lisses. La modification du coefficient de frottement f et de la température $t°$ en fonction des paramètres de service

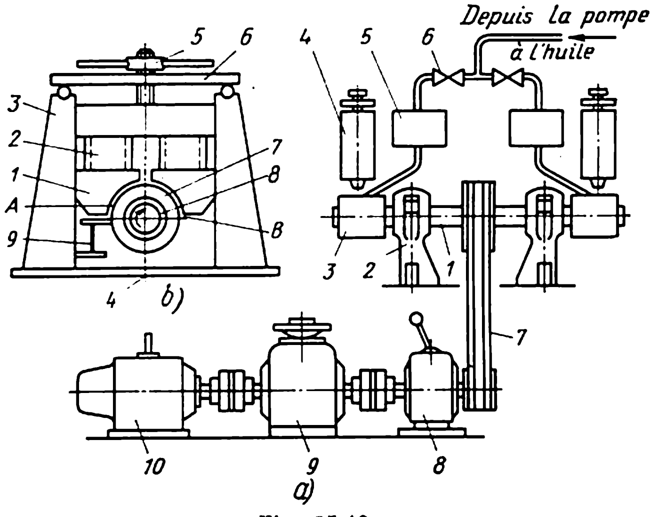


Fig. 25.19

du palier, ainsi que la longévité en fonction des matériaux de tourillon et des coussinets sont déterminées expérimentalement sur les bancs d'essai. La figure 25.19,*a* schématise un banc d'essai des paliers lisses en matériaux non magnétiques. L'arbre *1* repose sur deux appuis *2*. Le palier *3* mis à l'essai est chargé à l'aide d'un dispositif électromagnétique *4*. Dans les échangeurs thermiques du système de graissage *5* l'huile est refroidie ou échauffée jusqu'à la température donnée. Le dosage du débit d'huile refoulée par une pompe est réalisé par un

papillon d'étranglement *6*. L'arbre est entraîné en rotation par une transmission par courroie trapézoïdale *7*, une boîte de vitesses *8* et un variateur torique *9*. La puissance du moteur électrique de commande *10* dépend des paramètres de service (charge et vitesse) des paliers mis à l'essai. On peut faire subir l'épreuve à deux paliers simultanément.

Le dispositif électromagnétique (fig. 25.19,*b*) sert pour assurer la charge sans contact des paliers essayés. Il est composé d'un circuit magnétique *1*, de deux bobines *2* fixées sur des montants de guidage non magnétiques fixés à demeure au bâti *4*. Le dispositif est suspendu par un couple vis-écrou *5* à une poutre *6* qui repose sur les montants de guidage. La douille ferromagnétique cylindrique *7* et le palier lisse *8* qui loge dans cette douille sont isolés des pôles du système électromagnétique par un jeu demi-annulaire. En faisant passer par les bobines d'aimantation un courant continu on induit dans le système un flux magnétique amené par le circuit magnétique vers le jeu *A* entre le pôle du système et la douille ferromagnétique du palier mis à l'essai. Le flux magnétique passe ensuite par la douille, puis par le deuxième jeu *B* et vient se fermer ensuite sur le deuxième pôle du système.

Le jeu est rattrapé par le couple vis-écrou qui déplace le système dans les montants de guidage.

Les forces électromagnétiques tendent à attirer la douille avec les paliers vers les pôles du système en serrant le palier mis à l'essai contre l'arbre. La grandeur et l'allure de la sollicitation sont réglées en agissant sur l'intensité du courant. La charge appliquée au palier et le moment des forces de frottement sont enregistrés par un dispositif tensiométrique. Des capteurs à fil sont collés à la poutre *6* et à la tringle *9*.

CHAPITRE 26

Paliers à roulement

GÉNÉRALITÉS

Les éléments principaux d'un palier à roulement sont le roulement et le corps dont la forme peut être la plus variée en fonction des dispositions fonctionnelles de l'ensemble de la machine.

Un roulement se compose de la bague intérieure *1* (fig. 26.1), de la bague extérieure *2*, des pièces de roulement *3* (billes ou rouleaux) et de la cage *4* maintenant à écartement convenable les corps de roulement.

Les bagues et les pièces de roulement se font en acier au chrome des nuances ШХ6, ШХ9, ШХ15, ШХ15ГС et en acier au chrome-nickel 12ХН3А, 12Х2Н4А, etc. Les éléments des roulements exécutés en ces matériaux subissent un traitement thermique, qui leur confère une dureté HRC 62 ou 65, suivi d'une rectification et d'un polissage soigné. La cage peut être en tôle d'acier (estampée), en bronze de la nuance Бр. АЖМц 10-3-1,5, en alliages d'aluminium (cages moulées), en textolite.

Les roulements sont les types principaux des paliers utilisés dans les machines.

Les diamètres des roulements fabriqués en U.R.S.S. varient de 1,5 mm à 2,6 m et leur masse, de 0,5 g à 3,5 t.

Avantages et inconvénients. Les avantages des roulements par rapport aux paliers lisses sont: faibles pertes par frottement dans la période de démarrage; meilleure tenue au grippage et sécurité contre l'incendie; débit de lubrifiant réduit; prix relativement bas des types normalisés fabriqués en masse; simplicité d'entretien.

Parmi les inconvénients principaux il y a: forte rigidité par suite d'une faible surface de contact des éléments actifs; durée de service limitée surtout dans le cas de grandes charges et vitesses; différence importante entre les délais de service des roulements d'un même lot travaillant dans les mêmes conditions; impossibilité de montage, par exemple, sur tourillons et manetons des vilebrequins du fait que les bagues des roulements sont indémontables..

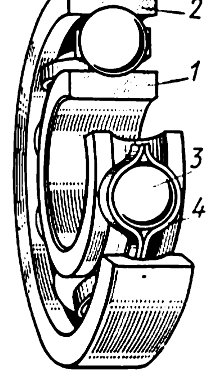
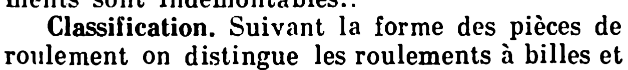


Fig. 26.1


Classification. Suivant la forme des pièces de roulement on distingue les roulements à billes et à rouleaux. Les roulements à aiguilles sont une des variantes des roulements à rouleaux.

Suivant la charge à supporter les roulements se font pour charge radiale, sollicités surtout dans le sens perpendiculaire à l'axe géométrique de l'arbre, pour charge axiale, sollicités dans le sens de l'axe, et pour charge mixte, sollicités simultanément dans le sens radial et axial.

Il existe des paliers à une, à deux et à quatre rangées de pièces de roulement.

Selon les rapports dimensionnels (diamètre extérieur D, alésage d et largeur B), les roulements forment des séries: *très légère*, *légère*, *légère large*, *moyenne*, *moyenne large* et *lourde*. Les roulements de diverses séries se distinguent essentiellement par les vitesses limites, les charges radiales ou axiales admissibles et le facteur de service.

Les dimensions des roulements de séries variées pour d constant sont indiquées sur la figure 26.2.

Certains types de roulements à billes et à rouleaux, avec indication de leur capacité de charge relative approximative, figurent dans les tableaux 26.1 et 26.2.

La capacité de charge des roulements pour charge radiale et mixte des types principaux est comparée pour chaque série de la façon suivante:

a) pour unité on a adopté conventionnellement la capacité de charge d'un roulement pour charge radiale à une rangée de billes (type 0000);

b) la charge axiale admissible est indiquée en fraction de la capacité de charge purement radiale non utilisée des roulements du type considéré. Si la capacité de charge purement radiale d'un roulement est Q, la charge axiale admissible A agissant en commun avec la charge radiale R est $k(Q-R)$, où k est le coefficient indiqué dans la dernière colonne des tableaux 26.1 et 26.2.

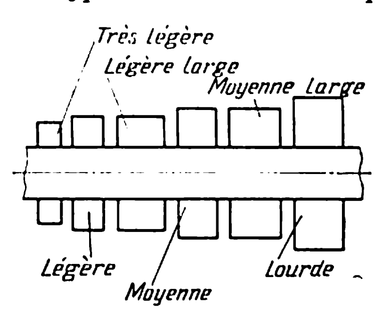


Fig. 26.2

Les roulements b (tableau 26.1) et d (tableau 26.2) sont sur rotule assurant un *réglage automatique*; tous les autres se rapportent à des roulements *sans réglage automatique*.

Parmi les roulements indiqués dans les tableaux 26.1 et 26.2, les types 56 000 et 3000 ont une capacité de charge radiale maximale. Les roulements à une rangée de rouleaux de tous les types possèdent une capacité de charge radiale plus grande.

La conicité β des bagues extérieures (tableau 26.2,f) des roulements à rouleaux coniques varie dans les cas courants de 9 à 18°. Les roulements prévus pour supporter principalement des charges axiales ont un angle $\beta = 25$ à 30°.

Les dimensions et le poids des roulements peuvent être réduits si l'on emploie des rouleaux très fins dits aiguilles, dont le diamètre est compris entre 1,6 et 5 mm. La longueur des aiguilles varie de 5 à 10 fois leur diamètre. Les roulements à aiguilles sont indiqués pour travailler sous des charges radiales importantes en l'absence de charges axiales.

Dans les roulements à aiguilles sans cage le jeu circonférentiel total (entre la première et la dernière aiguille) est de 1 à 2 mm, alors que le jeu radial entre les aiguilles et les chemins de roulement des bagues est nettement plus important par rapport aux roulements à billes et à rouleaux; il atteint environ la valeur du jeu radial des paliers lisses de même diamètre.

Principaux types de roulements à billes

Croquis	Direction des charges à supporter	Type	Désignation conventionnelle	Capacité de charge relative — Charge admissible	
				Radiale	Axiale
		Pour charge radiale			
a)	R, A, A	A une rangée	0000	1	Jusqu'à 0,7
b) β	R, A, A	A deux rangées sur rotule	1000	1	Jusqu'à 0,2
		Pour charge mixte			
c) β	R, A	A une rangée	36 000	1,4	Jusqu'à 0,7
d)	R, A, A	A deux rangées	56 000	2,3	Jusqu'à 0,7
		Pour charge axiale			
e)	A	A simple effet	8000	Ne transmet pas	1
f)	A, A	A double effet	38 000	Ne transmet pas	1

Tableau 26.2

Principaux types de roulements à rouleaux

Croquis	Direction des charges à supporter	Type	Désignation conventionnelle	Capacité de charge relative — Charge admissible: Radiale	Capacité de charge relative — Charge admissible: Axiale
			Pour charge radiale		
a)	R	Sans épaulements sur la bague extérieure	2000	1,7	Ne transmet pas
b)	R	Sans épaulements sur la bague intérieure	32 000	1,7	Ibidem
c)	R, A, A	Avec épaulement sur la bague intérieure et avec bague de butée	92 000	1,7	Infime
d) β	R, A, A	A deux rangées de rouleaux sur rotule	3000	2,0	Jusqu'à 0,2
e)	R	A aiguilles avec bague extérieure à deux épaulements	74 000	Définie spécialement	Ne transmet pas
			Pour charge mixte		
f) β	R, A	A une rangée de rouleaux coniques	7000	1,9	Jusqu'à 0,7

Les jeux mentionnés interviennent sur les conditions de service des aiguilles, qui diffèrent nettement des conditions de service des pièces de roulement des paliers à rouleaux d'autres types.

Le marquage des roulements à billes et à rouleaux et leur désignation conventionnelle sur les dessins se fait à l'aide des chiffres. Chaque chiffre de cette désignation traduit un facteur déterminé du roulement d'après le principe suivant.

Le premier et le deuxième chiffre à droite désignent le diamètre d'alésage nominal du roulement (diamètre nominal de l'arbre au droit de montage du roulement) en mm, et notamment:

a) pour tous les roulements d'un diamètre d'alésage de 20 mm et plus ces chiffres désignent le quotient de la valeur du diamètre en mm par cinq;

b) pour tous les roulements les diamètres d'alésage de 10 à 17 mm sont désignés de la manière suivante:

Diamètre d'alésage du roulement en mm	10	12	15	17
Désignation	00	01	02	03

c) pour les petits roulements ayant un diamètre d'alésage allant jusqu'à 9 mm, les deux premiers chiffres à droite désignent la dimension réelle du diamètre intérieur en mm.

Le fait que les deux premiers chiffres dans ce cas désignent le diamètre réel et non conventionnel, est traduit par le 0 à la troisième place à partir de droite.

Le troisième et le septième chiffre à droite désignent la série du roulement caractérisant son diamètre (3e chiffre) et sa largeur (7e chiffre). Les désignations des séries sont les suivantes: 1 — très légère, 2 — légère, 3 — moyenne, 4 — lourdre, 5 — légère large, 6 — moyenne large.

Le quatrième chiffre à partir de la droite désigne le type de roulement. Les types sont désignés par les chiffres suivants:

A une rangée de billes pour charge radiale	0
A deux rangées de billes sur rotule	1
A rouleaux cylindriques courts pour charge radiale	2
A deux rangées de rouleaux sur rotule pour charge radiale	3
A aiguilles ou à rouleaux cylindriques longs	4
A rouleaux élastiques	5
A billes pour charge mixte	6
A rouleaux coniques	7
A billes pour charge axiale	8
A rouleaux pour charge axiale	9

Les tableaux 26.1 et 26.2 indiquent les désignations conventionnelles de principaux types de certains roulements.

Le cinquième et le sixième chiffre à droite caractérisent les particularités constructives des roulements.

La classe de précision du roulement est désignée par une ou deux lettres placées devant le numéro du roulement:

Classe de précision courante	H (n'est pas marquée)
Classe de précision élevée	П
Classe de précision très améliorée	ВП
Classe de précision fort améliorée	В
Classe de haute précision	АВ
Classe de précision particulière	А
Classe de précision très particulière	СА
Classe de superprécision	С

Exemples: 1. Un roulement à billes à simple effet pour charge axiale (8) de la série lourde (4) pour un arbre de 55 mm (11) est désigné 8411. 2. Un roulement à billes pour charge mixte (6) de la série légère (2) avec un angle $\beta = 12°$ (3) pour un arbre de 35 mm (07) est désigné 36207.

GÉNÉRALITÉS SUR LA THÉORIE DES ROULEMENTS

Répartition de la charge suivant les pièces de roulement. Dans les roulements à billes *pour charge radiale* la charge appliquée est répartie inégalement suivant les pièces de roulement. Soit une charge R qui s'exerce sur le roulement (fig. 26.3). En désignant les forces qui compriment les billes par F_0, F_1, . . ., F_n et en faisant appel à la condition d'équilibre de la bague intérieure soumise à l'action de ces forces, on obtient:

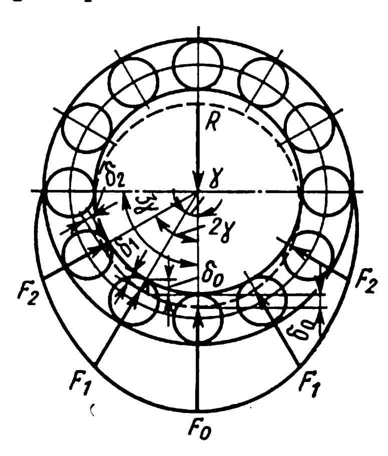


Fig. 26.3

$$R = F_0 + 2F_1 \cos\gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \\ + \ldots + 2F_n \cos n\gamma. \quad (26.1)$$

Ici γ, 2γ, . . ., $n\gamma$ sont les angles entre la direction de l'action de la force R et le plan radial de la bille correspondante.

Si l'on suppose que les bagues des roulements gardent leur forme ronde et ne fléchissent pas aussi sous l'effet de la charge, le déplacement de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure est déterminé par les déformations de contact δ_0, δ_1, . . ., δ_n au droit de contact des billes et des chemins de roulement; alors:

$$\delta_1 = \delta_0 \cos\gamma; \quad \delta_2 = \delta_0 \cos 2\gamma; \ \ldots; \quad \delta_n = \delta_0 \cos n\gamma. \quad (26.2)$$

La théorie des déformations de contact nous autorise à présenter la relation entre la déformation de la bille δ et la force F qui la provoque dans le roulement considéré sous la forme $\delta = c_b F^{2/3}$, c'est-à-dire:

$$\delta_0 = c_b F_0^{2/3}; \quad \delta_1 = c_b F_1^{2/3}; \ \ldots; \quad \delta_n = c_b F_n^{2/3},$$

où c_b est le coefficient de proportionnalité.

De ces équations on tire:

$$\frac{\delta_1}{\delta_0} = \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^{2/3}; \quad \frac{\delta_2}{\delta_0} = \left(\frac{F_2}{F_0}\right)^{2/3}; \ \ldots; \quad \frac{\delta_n}{\delta_0} = \left(\frac{F_n}{F_0}\right)^{2/3}. \quad (26.3)$$

Les relations (26.2) et (26.3) permettent d'obtenir:

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2}\gamma; \quad F_2 = F_0 \cos^{3/2} 2\gamma; \ \ldots; \quad F_n = F_0 \cos^{3/2} n\gamma.$$

En portant ces valeurs dans l'expression (26.1), on obtient:

$$R = F_0\left(1 + 2\sum_{i=1}^{n} \cos^{5/2} i\gamma\right). \tag{26.4}$$

En multipliant et en divisant le terme droit de cette égalité par z, où z est le nombre de billes, et en introduisant la notation

$$k_b = \frac{z}{1 + 2\sum\limits_{i=1}^{n} \cos^{5/2} i\gamma}, \tag{26.5}$$

on obtient pour la charge maximale exercée sur une bille l'expression:

$$F_0 = \frac{k_b R}{z}. \tag{26.6}$$

Lorsque $z = 10$; 15; 20, l'angle $\gamma = 36°$; $24°$; $18°$, et respectivement $k_b = 4{,}38$; $4{,}37$; $4{,}36$. En adoptant la valeur moyenne $k_b = 4{,}37$, on a:

$$F_0 = \frac{4{,}37R}{z}. \tag{26.7}$$

Cette formule est obtenue dans l'hypothèse que dans un roulement sous charge le jeu radial entre les billes et les bagues n'existe pas.

Dans le roulement à billes *pour charge axiale*, lorsque la charge A agit le long de l'axe et dans l'hypothèse que la sollicitation n'affecte que 80 % de billes, l'effort qui s'exerce sur une bille vaut

$$F_0 = \frac{A}{0{,}8z} = 1{,}25\frac{A}{z}.$$

Dans le *roulement à rouleaux pour charge radiale*, de même que dans les roulements à billes pour charge radiale, la charge est répartie inégalement entre les pièces de roulement.

La relation entre la force F comprimant le rouleau et sa déformation δ s'écrit:

$$\delta = c_p F,$$

soit

$$\delta_0 = c_p F_0;\ \delta_1 = c_p F_1;\ \ldots;\ \delta_n = c_p F_n. \tag{26.8}$$

Ici, c_p est le coefficient de proportionnalité.

On tire de ces équations:

$$\frac{\delta_1}{\delta_0} = \frac{F_1}{F_0};\quad \frac{\delta_2}{\delta_0} = \frac{F_2}{F_0};\ \ldots;\ \frac{\delta_n}{\delta_0} = \frac{F_n}{F_0}. \tag{26.9}$$

Les formules (26.1) et (26.2) sont vérifiées également pour les roulements à rouleaux.

En résolvant en commun les deux équations (26.2) et (26.9), on obtient :

$F_1 = F_0 \cos \gamma$; $F_2 = F_0 \cos 2\gamma$; . . .; $F_n = F_0 \cos n\gamma$.

En portant ces valeurs dans l'expression (26.1), il vient :

$$R = F_0 \left(1 + 2 \sum_{i=1}^{n} \cos^2 i\gamma\right).$$

En désignant

$$k_r = \frac{z}{1 + 2 \sum_{i=1}^{n} \cos^2 i\gamma}, \qquad (26.10)$$

on obtient pour le nombre de rouleaux $z = 10$ à 20 la valeur moyenne de $k_r = 4$, et pour le rouleau soumis à la charge maximale, $F_0 = \frac{4R}{z}$.

Dans les roulements pour charge radiale, l'influence exercée par la valeur du jeu radial sur l'allure de la distribution de la charge entre les pièces de roulement et sur la valeur de F_0 est essentielle. L'augmentation du jeu même dans les limites de la norme entraîne l'augmentation de la charge maximale sur une pièce de roulement de 15 à 20 %. C'est pourquoi dans les formules prévues pour F_0 on pose sur les roulements à billes $k_b = 5$ et à rouleaux $k_r = 4{,}6$. Les formules peuvent alors se mettre sous la forme

$$F_0 = \frac{5R}{z} \qquad (26.11)$$

et

$$F_0 = \frac{4{,}6R}{z}. \qquad (26.12)$$

La valeur de F_0 est particulièrement influencée par les défauts de forme géométrique des pièces d'un roulement. Si la bague extérieure fléchit sous charge et perd sa forme circulaire initiale, la répartition des charges sur les pièces de roulement change.

La figure 26.4 représente les boîtes d'essieu des wagons de chemin de fer, flexible (*a*) et rigide (*b*), et les diagrammes respectifs des charges appliquées aux pièces de roulement (marqués par des chiffres) d'un roulement à rouleaux.

Fréquence des alternances de chargement des éléments d'un roulement. Chaque bille ou rouleau d'un roulement pour charge radiale en fonctionnement, passant par la zone chargée, subit la contrainte de compression, se déplace dans la zone non chargée et se décharge.

Ainsi, les sollicitations des pièces de roulement ont une allure cyclique. A égalité des conditions, la périodicité est déterminée par l'une des bagues en rotation, intérieure ou extérieure.

Le tableau 26.3 donne les formules nécessaires à la détermination de la vitesse des éléments d'un roulement pour charge radiale; et pour rendre ces formules plus claires, il donne également les résultats de calcul, d'après ces formules, d'un roulement 210. Les données fournies par le tableau 26.3 montrent que la vitesse de la cage est plus faible lorsque c'est la bague intérieure qui tourne.

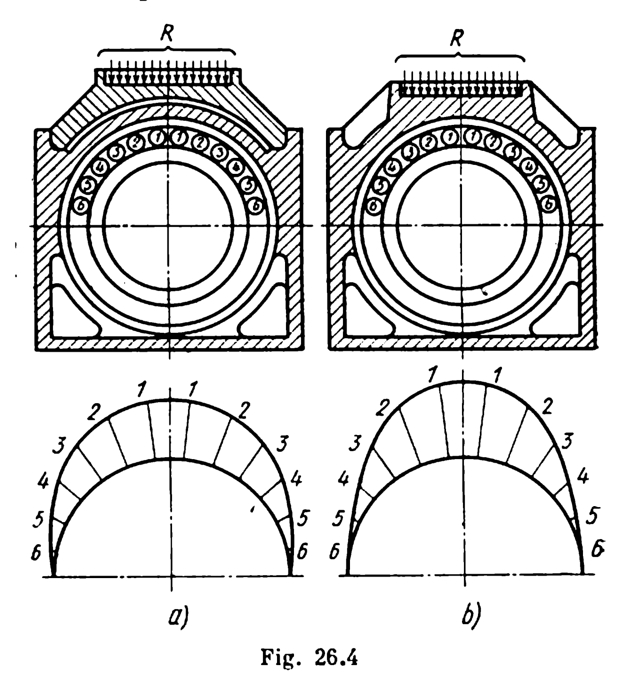


Fig. 26.4

Du fait que les pièces de roulement sont logées dans une cage, la fréquence des sollicitations périodiques supportées par un point quelconque du chemin de roulement varie selon la bague qui tourne. La fréquence des alternances peut être calculée suivant les formules du tableau 26.4.

La confrontation des formules du tableau 26.4 montre que le nombre de sollicitations reçues par la bague intérieure dépasse le nombre de celles reçues par la bague extérieure.

Les formules (26.13) et (26.15) indiquent en plus que, toutes les conditions étant égales, le chemin de roulement de la bague intérieure subit des contraintes de compression plus importantes. C'est pourquoi la rupture produite par la fatigue du métal survient plus vite dans le cas de la rotation de la bague extérieure. Il faut donc toujours donner la préférence aux constructions conçues pour une rotation de la bague intérieure.

Tableau 26.3

Relations cinématiques des éléments d'un roulement pour charge radiale

Bague en rotation	Nombre de tours par minute		Nombre de tours par minute d'un roulement 210 (D_0 = 70 mm et d_b = 12,7 mm)			
	Cage	Billes sur leur axe	Bague intérieure n_i	Bague extérieure n_e	Cage n_0	Bille n_b
Intérieure, à $n_e=0$	$n_0=\frac{n_i}{2}\cdot\frac{D_0-d_b}{D_0}$	$n_b=n_i\frac{D_0^2-d_b^2}{2D_0d_b}$	1000	0	442	2652
Extérieure, à $n_i=0$	$n_0=\frac{n_e}{2}\cdot\frac{D_0+d_b}{D_0}$	$n_b=n_e\frac{D_0^2-d_b^2}{2D_0d_b}$	0	1000	592	2652

Tableau 26.4

Formules pour déterminer le nombre de cycles de sollicitations

Bague en rotation	Nombre d'alternances supportées par minute par un point quelconque du chemin de roulement, la direction de la charge étant constante	
	sur la bague intérieure	sur la bague extérieure
Intérieure	$u_1=\frac{z}{2}\cdot\frac{D_0+d_b}{2D_0}$	$u_4=z\cdot\frac{D_0-d_b}{2D_0}$
Extérieure	$u_2=z\cdot\frac{D_0+d_b}{2D_0}$	$u_3=\frac{z}{2}\cdot\frac{D_0-d_b}{2D_0}$

Contraintes au droit de contact des pièces d'un roulement. Les contraintes maximales au droit de contact d'une pièce de roulement et des bagues sont déterminées à partir de la charge F_0.

La formule (2.29) utilisée pour la détermination des contraintes maximales au droit de contact de la bille la plus chargée avec le chemin de roulement d'une bague, appliquée au roulement à une rangée de billes pour charge radiale, s'écrit:

$$\sigma_{max}=\frac{4100}{m_1m_2}\sqrt[3]{F_0\left(\frac{4}{d_b}\pm\frac{1}{r_{i(e)}}-\frac{1}{r_c}\right)^2}\ \text{kgf/cm}^2, \qquad (26.13)$$

où m_1 et m_2 sont des coefficients numériques qui rendent compte de la courbure des surfaces en contact;

d_b, le diamètre de la bille, en cm;
r_i et r_c, les rayons des circonférences de roulement de la bille sur le chemin de roulement des bagues intérieure et extérieure, en cm (fig. 26.5,*a*);
r_c, le rayon de courbure du chemin de roulement, en cm.

Le signe plus dans la formule (26.13) est pris pour la bague intérieure, et le signe moins, pour la bague extérieure.

Cette formule indique qu'à égalité de conditions, un rayon r_c plus petit améliore l'adhérence de la bille à la surface d'appui, rend

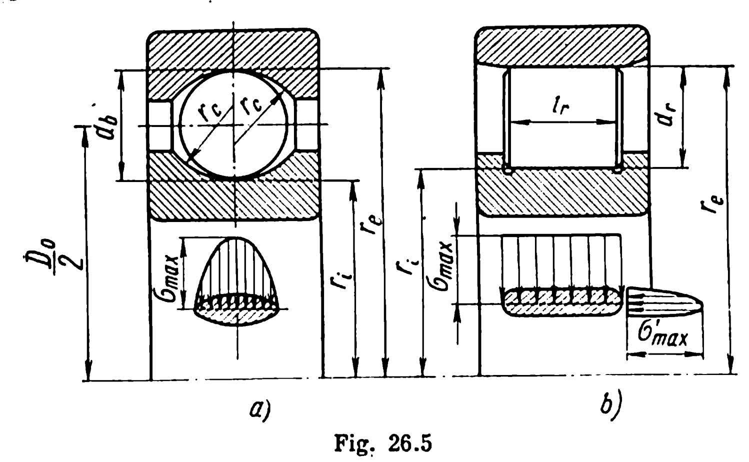


Fig. 26.5

plus faible σ_{max} et favorise la transmission des efforts.

La charge, qui provoque la même contrainte sur une aire de contact de deux billes, est de 5,4 fois inférieure à celle due au contact d'une bille avec une sphère à $r_c = 3{,}5d$. Au fur et à mesure que r_c

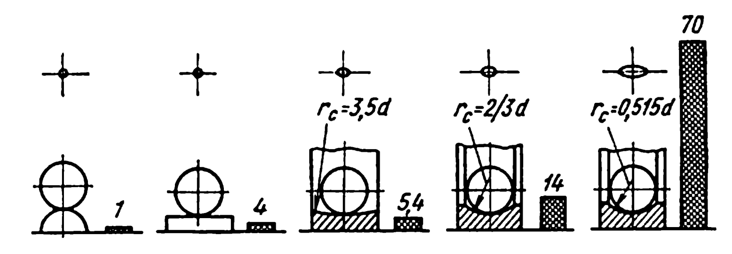


Fig. 26.6

du chemin de roulement s'approche du rayon de la bille, la charge admissible croît et, lorsque $r_c = 0{,}515\ d_b$, elle devient 70 fois plus grande que dans le cas de contact de deux billes (fig. 26.6).

L'augmentation de l'aire d'adhérence, tout en exerçant une influence favorable sur la valeur des contraintes, accroît en même

temps le frottement de glissement entre la bille et le chemin de roulement de la bague.

L'aire de contact est toujours plus grande sur le chemin de roulement de la bague extérieure, concave par rapport à la bille (26.13), que sur le chemin de roulement convexe de la bague intérieure. Aussi, les contraintes σ_{max} sont-elles plus grandes sur la bague intérieure [voir la formule (26.13)]; c'est pourquoi, pour équilibrer les contraintes, on admet parfois, pour un rayon du chemin de roulement de la bague intérieure $r_c = 0{,}515 d_b$, le rayon de la bague extérieure $r_c = 0{,}533 d_b$.

Si dans la formule (26.13) on désigne $r_{i\,(e)} = \alpha d_b$ et $r_c = \beta d_b$, avec α et β constantes, on obtient:

$$\sigma_{max} = \frac{4100}{m_1 m_2} \sqrt[3]{\left(4 + \frac{1}{\alpha} - \frac{1}{\beta}\right)^2} \sqrt[3]{\frac{F_0}{d_b^2}} = \lambda_b \sqrt[3]{\frac{F_0}{d_b^2}}. \quad (26.14)$$

Dans cette formule $\lambda_b = \frac{4100}{m_1 m_2} \sqrt[3]{\left(4 + \frac{1}{\alpha} - \frac{1}{\beta}\right)^2}$; cette valeur ne dépend que de la construction du roulement. Pour des roulements à billes normalisés $\lambda_b = 5100$ à 5400.

La formule (2.30) pour la détermination des contraintes de contact maximales entre le rouleau et la bague s'écrit *:

$$\sigma_{max} = 610 \sqrt{\frac{F_0}{l_r}\left(\frac{2}{d_r} \pm \frac{1}{r_{i(e)}}\right)} \text{ kgf/cm}^2, \quad (26.15)$$

où l_r et d_r sont respectivement la longueur et le diamètre du rouleau en cm;

r_i et r_e, les rayons de la circonférence de la trace de roulement du rouleau sur le chemin de roulement des bagues intérieure et extérieure (fig. 26.5,*b*).

En désignant $r_i = \alpha' d_r$ avec α' constante, on peut mettre l'équation (26.15) sous la forme:

$$\sigma_{max} = 610 \sqrt{2 + \frac{1}{\alpha'}} \sqrt{\frac{F_0}{l_r d_r}} = \lambda_r \sqrt{\frac{F_0}{l_r d_r}}, \quad (26.16)$$

où

$$\lambda_r = 610 \sqrt{2 + \frac{1}{\alpha'}}.$$

Pour des roulements normalisés à rouleaux cylindriques courts pour charge radiale $\lambda_r = 955$.

Les **pertes par frottement** dans les paliers sont déterminées d'après les formules:

* L'académicien P. Kapitza a établi par ses recherches que lors de la rotation d'un roulement lubrifié les contraintes réelles sont nettement inférieures à celles obtenues à partir des formules (26.13) et (26.15) par suite de l'augmentation, grâce au film d'huile, des aires de contact des éléments du roulement.

moment de frottement

$$M_f = \frac{Qfd}{2} \text{ kgf mm};$$

puissance absorbée par frottement

$$P_r = \frac{Qf\pi dn}{1000 \cdot 60 \cdot 102} = 17 \cdot 10^{-10} Qf\pi dn \text{ kW}, \qquad (26.17)$$

où Q est la charge s'exerçant sur le roulement en kgf;
f, le coefficient de frottement « réduit » à l'arbre; pour des calculs approchés on peut admettre pour tous les types de roulements $f = 0{,}002$ à $0{,}02$;
d, le diamètre de l'arbre en mm;
n, la vitesse en tr/mn.

Types et causes des détériorations. Critères de calcul. Les roulements sont mis hors service par rupture ou par endommagement des surfaces actives des éléments de roulement.

Rupture. Dans les conditions d'un montage correct et d'un fonctionnement régulier des roulements normalisés, les dimensions de leurs éléments leur assurent la résistance requise.

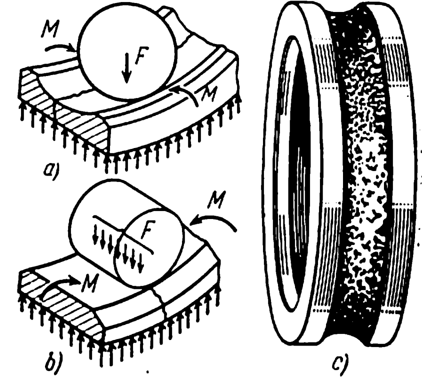


Fig. 26.7

Une surcharge conduit généralement à la rupture de la bague extérieure. Dans le cas d'un roulement à billes la cassure se produit généralement le long du chemin de roulement, le plan de rupture étant perpendiculaire à l'axe (fig. 26.7,*a*). Le plan de cassure de la bague d'un roulement à rouleaux se trouve dans le même plan que l'axe de rotation (fig. 26.7,*b*).

La bague extérieure montée dans le corps d'un palier peut être considérée comme une plaque reposant sur une base élastique et sollicitée d'un côté par la pression de la bille ou du rouleau, et de l'autre, par le système des forces et des moments appliqués aux bords de cette bague.

Dans le cas d'un mauvais alignement des roulements, la charge supportée par certaines pièces de roulement augmente brusquement et peut entraîner leur écrasement.

La cage se rompt plus souvent que les autres éléments d'un roulement. La rupture des cages estampées à parois minces se produit couramment là où elles sont affaiblies par le trou prévu pour le rivet. Dans les grosses cages on observe la rupture des liaisons entre les pièces de roulement.

La cause principale de la rupture des cages est la pression importante exercée par les corps de roulement sous l'effet des forces centrifuges qui augmentent avec la vitesse périphérique. C'est pourquoi les cages des roulements prévus pour de grandes vitesses sont exécutées en matériaux très résistants et à faible poids spécifique (textolite, alliages d'aluminium, etc.).

Dans la plupart des cas, les roulements sont mis hors service du fait de la détérioration des surfaces actives de leurs pièces. Voici les détériorations superficielles essentielles des pièces des roulements :

L'*usure abrasive* atteint un roulement mal protégé, travaillant dans un milieu pollué par la poussière abrasive. Lorsqu'un roulement travaille longtemps dans les conditions d'une usure abrasive, les jeux entre les bagues et les pièces de roulement sont très importants.

La *formation des empreintes* à la surface d'appui d'un corps de roulement et d'une bague se produit généralement dans le cas des charges dynamiques et de grandes charges statiques sans rotation, qui dépassent en valeur la limite d'écoulement.

Les *piqûres de fatigue* des surfaces actives des pièces d'un roulement à la suite d'une sollicitation de contact cyclique sont la cause principale de la mise hors service des roulements. Le mécanisme d'effritement des chemins de roulement et des pièces de roulement est le même que dans le cas des engrenages. Une détérioration continue par les piqûres de fatigue d'une bague de roulement à billes pour charge mixte est représentée sur la figure 26.7,*c*.

Les roulements se calculent suivant le critère de la capacité de charge statique, pour éviter les empreintes et d'après le critère d'endurance.

Aptitude au service des roulements. Si le service d'un lot de roulements pour charge radiale d'une certaine dimension type se poursuit à la charge constante R_1, alors qu'un autre lot fonctionne à la charge R_2, toutes les autres conditions étant égales, les valeurs R_1, N_1 et R_2, N_2 sont liées par la relation suivante établie d'après l'expérience :

$$\frac{R_1}{R_2}=\left(\frac{N_2}{N_1}\right)^{0,3},$$

d'où

$$R_1N_1^{0,3}=R_2N_2^{0,3}=\text{const}, \qquad (26.18)$$

où N_1 et N_2 sont les durées de service des roulements du lot correspondant.

Sous le terme de durée de service N d'un roulement on comprend le temps, exprimé en nombre total de tours, pendant lequel 90 % du lot des roulements des dimensions types considérées doivent travailler dans des conditions de service analogues.

Si un roulement est soumis simultanément à l'action d'une charge radiale R et celle d'une charge axiale A, on peut les remplacer, tou-

tes les deux, par une charge radiale réduite $Q = f(R, A)$ dont l'influence sur la durée de service du roulement est équivalente à l'action commune des charges R et A. Alors l'expression (26.18) permet d'écrire la relation entre Q et la durée de service calculée N, la rotation étant prévue par la bague intérieure:

$$QN^{0,3} = C_1. \qquad (26.19)$$

Si la durée de service s'exprime en millions de tours, alors à la valeur $N = 1$ (c'est-à-dire à un million de tours) correspond la valeur Q numériquement égale à C_1 [voir la relation (26.19)]; il en résulte donc que C_1 est la capacité de charge d'un roulement en kg conforme à sa durée de service pour 1 million de tours. La valeur de C_1 dépend des dimensions, de la construction et du matériau du roulement.

Puisque $N = 60 \cdot 10^{-6}\, nh$, où h est la durée de service en heures, et n, le nombre de tr/mn, la vitesse de rotation étant constante, en portant cette expression dans la formule (26.19) on obtient:

$$Q(nh)^{0,3} = \frac{C_1}{(60 \cdot 10^{-6})^{0,3}},$$

et en désignant

$$\frac{C_1}{(60 \cdot 10^{-6})^{0,3}} = C,$$

il vient

$$Q(nh)^{0,3} = C. \qquad (26.20)$$

Ici C est le *coefficient d'aptitude au service* qui est fonction de mêmes facteurs que C_1.

Même une diminution négligeable de la contrainte sollicitant la surface d'appui d'une pièce de roulement et de la bague augmente nettement la longévité d'un roulement. Ainsi en utilisant pour un roulement à rouleaux un corps flexible (fig. 26.4,*a*) on peut diminuer F_0 et σ_{max}. En vertu des équations (26.16) et (26.19)

$$P = \frac{C_2}{\sigma_{max}^{6,66}},$$

où C_2 dépend de mêmes facteurs que C_1. Cette relation entraîne qu'avec une diminution de 10 % de σ_{max}, la longévité augmente de $1,1^{6,66}$ fois, c'est-à-dire de 2 fois environ.

La longévité d'un roulement dépend également de la vitesse angulaire et diminue avec l'augmentation de cette dernière.

On appelle *vitesse limite* d'un roulement le nombre de tr/mn maximal admissible au-delà duquel sa durée de service calculée n'est plus assurée.

Le nombre de tours maximal admissible pour un roulement quelconque de la série légère est :

$$n_{max} = \frac{L}{d},$$

où d est le diamètre de l'arbre en mm.

Les valeurs de L établies expérimentalement pour les roulements de types principaux des classes de haute précision (de B à C inclus) sont indiquées dans le tableau 26.5.

Tableau 26.5

Valeurs limites de L pour $d > 10$ mm

Types de roulements	$L = dn$ en mm · tr/mn
Roulement à une rangée de billes pour charge radiale et à deux rangées de billes sur rotule à cage estampée	300 000
Roulement à une rangée de billes pour charges radiale et mixte à cages massives en métal non ferreux ou en textolite . . .	1 000 000
Roulement à billes pour charge axiale	100 000
Roulement à rouleaux sur rotule	150 000

Pour la série moyenne, n_{max} est de 20 % plus faible, et pour la série lourde, de 50 % plus faible que pour la série légère.

CONSTRUCTIONS DES PALIERS À ROULEMENT

Mise en place des roulements. Les roulements prévus pour subir des charges axiales sont posés sur un arbre ou dans un bâti.

Les figures 26.8, *a-d* représentent les modes les plus usités de fixation des roulements sur un arbre : butée filetée (grandes charges axiales) ; rondelle appliquée à la face (charges axiales moyennes) ; circlips logés dans les gorges annulaires d'un arbre (faibles charges axiales) ; collet de l'arbre contre lequel bute la bague pour le cas où le déplacement de l'arbre dans le sens opposé est impossible.

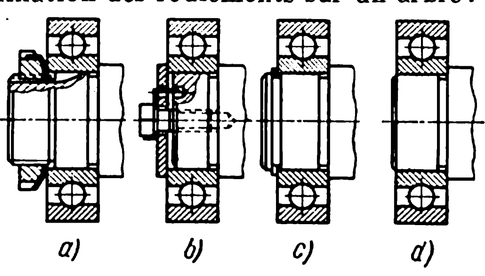


Fig. 26.8

Les modes de fixation des roulements dans le bâti sont représentés sur les figures 26.9, *a-c* : serrage de la bague extérieure d'un roulement entre la face d'un couvercle et le collet de butée d'un bâti ou d'une douille (efforts axiaux importants dans le

sens du collet de butée) ; serrage de la bague extérieure entre un couvercle et un circlip (faibles efforts axiaux agissant dans le sens de

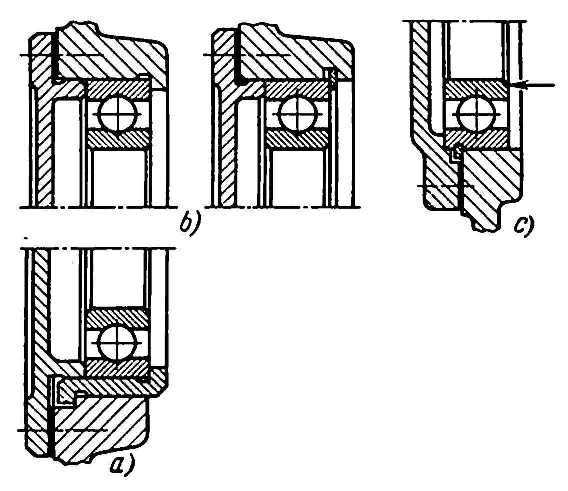


Fig. 26.9

la bague) ; circlip placé dans la gorge de blocage du roulement et serrage à la face du bâti par un couvercle, lorsque le roulement ne subit pas l'action d'une force axiale ou lorsqu'elle agit dans le sens de la flèche.

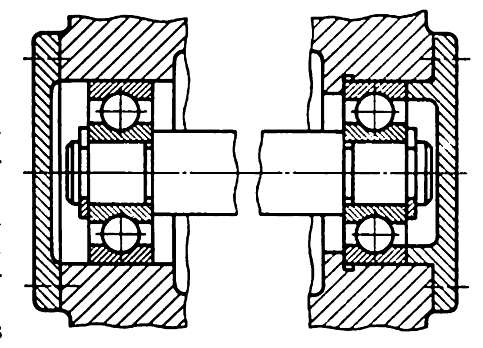


Fig. 26.10

Lors de la pose d'un roulement sur un arbre ou dans un bâti, le choix de l'ajustement est défini par de nombreux facteurs : allure de la charge, type de sollicitation des bagues (locale, circulaire) ; qualité des surfaces d'ajustement ; type de roulements, etc.

Pour la pose des roulements à billes et à rouleaux sur un arbre, l'ajustement est choisi suivant le système d'alésage, et pour le montage dans un bâti, suivant le système d'arbre. Les recommandations guidant le choix des ajustements sont données dans des ouvrages de référence.

Les schémas de diverses dispositions des roulements sur les arbres se ramènent à deux types.

Dans les schémas du type I, l'un des paliers bloque l'arbre dans le sens axial dans deux directions (fig. 26.10), alors que l'autre reste « flottant ». Ce schéma est utilisé pour le montage des arbres dont

la longueur est supérieure à 15 *d* de l'arbre, lorsque les variations de température peuvent produire des pressions axiales importantes sur les roulements en provoquant leur mise hors service prématurée.

Dans les schémas du type II chacun des paliers assure le blocage de l'arbre dans le sens axial mais seulement dans une seule direction (fig. 26.11). Le montage des roulements suivant ce schéma (« par entretoisement ») n'est admissible que pour des arbres de faible longueur.

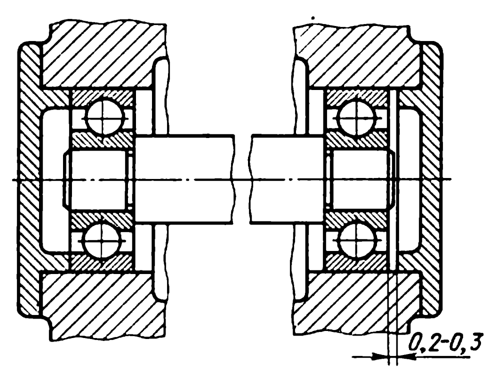


Fig. 26.11

La figure 26.12 donne des schémas différents de montage des roulements sur l'arbre d'une vis sans fin soumise à des charges alternatives : *a* — deux roulements coniques montés « par entretoisement » ; dans les autres cas, avec roulement « flottant » à gauche, alors qu'on a à droite : *b* — roulement à billes mixte à deux rangées de billes ; *c* — roulement conique mixte à deux rangées de billes ; *d* — roulement à billes pour charges radiales à deux rangées de billes et roulement à billes pour charges radiales.

Lorsque les conditions de montage interdisent l'alignement des roulements, ou lorsque les arbres fléchissent sous charge, il convient de recourir aux roulements sur rotule à billes ou à rouleaux qui admettent le gauchissement des arbres allant jusqu'à plusieurs degrés, alors que le gauchissement toléré par les roulements pour charges radiales de tous les types ne dépasse pas quelques minutes.

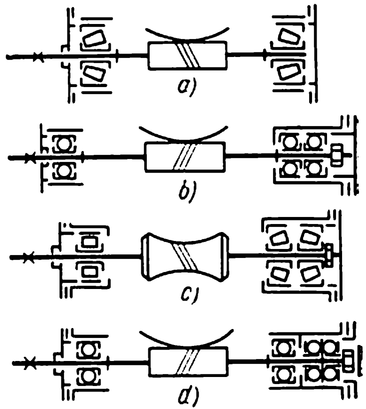


Fig. 26.12

Pour simplifier la construction on recommande de poser les arbres sur des roulements de même diamètre, même dans les cas où les charges appliquées diffèrent nettement en valeur ; en outre, les deux logements (dans le boîtier d'un réducteur, par exemple) peuvent se faire à partir d'un seul positionnement, ce qui assure un bon alignement.

Dans de nombreux cas les roulements doivent satisfaire aux prescriptions concernant les faux-ronds et les battements axiaux mini-

maux. Les causes de ces phénomènes résultent des défauts de forme et de la déformation élastique des pièces des roulements, ainsi que de la présence des jeux radiaux et axiaux dans ces derniers.

La correction des défauts de forme n'est possible que dans une limite définie par des considérations économiques. Il est impossible d'éliminer complètement les déformations élastiques des pièces; c'est pourquoi le mode essentiel de diminution du faux-rond et du battement axial est la limitation des jeux intérieurs. Dans les roulements à billes cet effet s'obtient par ce qu'on appelle le *serrage*

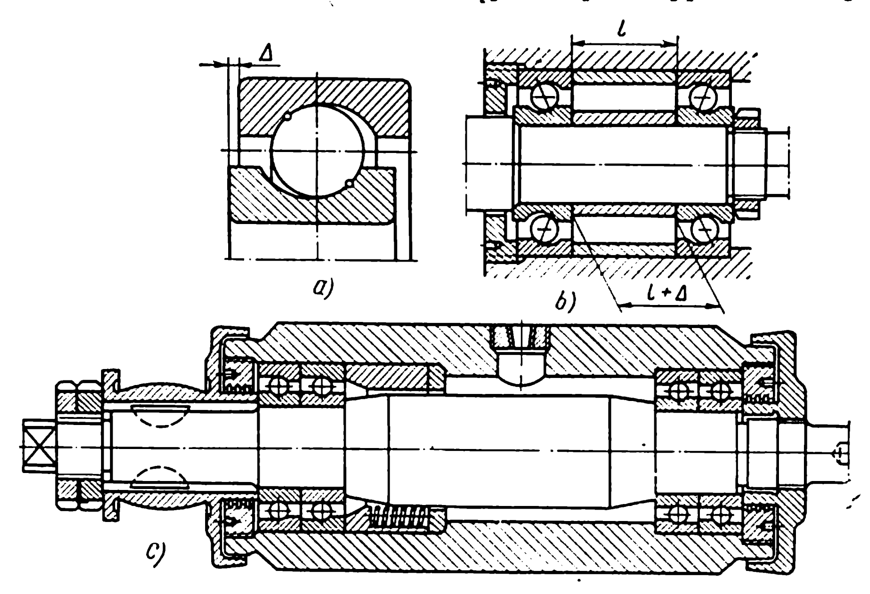


Fig. 26.13

préalable, réalisé par déplacement axial relatif des bagues à une faible valeur Δ, par suite de quoi les billes occupent sur les chemins de roulement les positions représentées sur la figure 26.13,*a*.

Le serrage préalable peut s'effectuer par la pose de bagues d'écartement de différentes longueurs entre les bagues extérieures et entre les bagues intérieures des roulements (fig. 26.13, *b*). Parfois le serrage préalable est créé par des ressorts poussant une des bagues du roulement (fig. 26.13,*c*).

Le **graissage des roulements** s'opère avec des huiles et des graisses consistantes.

Lorsque les roulements travaillent à $dn < 3 \cdot 10^5$ mm·tr/mn (sur l'arbre), il suffit souvent de les garnir périodiquement d'une faible quantité de graisse ou de les lubrifier par barbotage. Lorsque $dn > 3 \cdot 10^5$ mm·tr/mn, le graissage doit se faire par circulation d'huile.

Le graissage des roulements doit être modéré. Le niveau de l'huile dans le roulement doit être suffisamment bas pour éviter les pertes supplémentaires par frottement résultant du déplacement de l'huile, surtout à des vitesses élevées. Lorsque les roulements sont lubrifiés par un bain d'huile, le niveau de l'huile ne doit pas dépasser le centre de la bille (fig. 26.14, *a*) ou du rouleau inférieur (fig. 26.14,*b*).

Tout en diminuant le frottement et en évacuant la chaleur, le

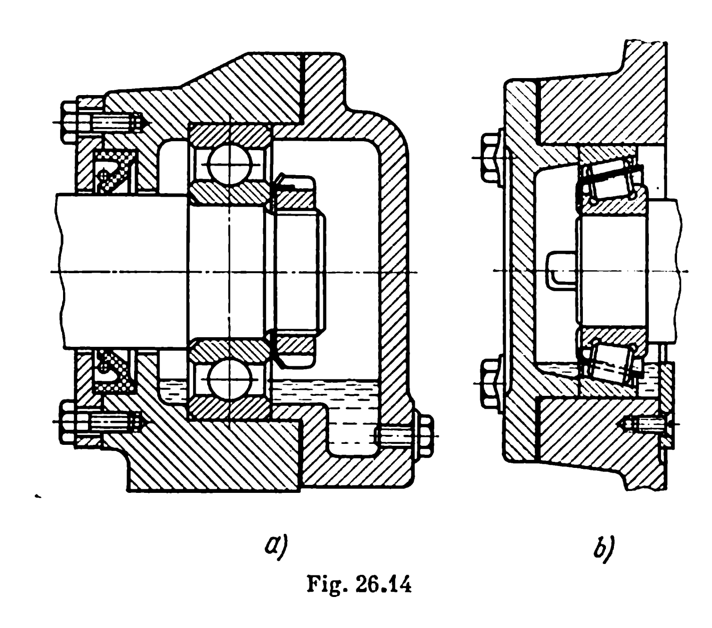


Fig. 26.14

lubrifiant remplit les jeux entre les pièces du roulement, rend élastique la perception des variations de la charge et protège les surfaces de roulement contre la corrosion.

Les propriétés physiques et chimiques des graisses utilisées pour les roulements doivent être neutres et stables dans le temps.

Dispositifs d'étanchéité. Pour prévenir les fuites de lubrifiant et protéger les roulements contre la poussière et l'encrassement, on fait appel à divers dispositifs d'étanchéité.

Ces dispositifs peuvent être classés en deux groupes : 1) *garnitures de contact*, qui assurent l'étanchéité de l'assemblage par une bonne adhérence entre les pièces animées d'un mouvement relatif et les éléments de la garniture ; 2) *joints à gorges circulaires et labyrinthes*, dans lesquels l'étanchéité des pièces animées d'un mouvement relatif résulte de la faculté des gorges ou des jeux d'opposer une résistance hydraulique importante au passage du lubrifiant.

Les garnitures les plus usitées sont représentées sur la figure 26.15,*a* (rondelles de feutre pour retenir une graisse consistante)

et la figure 26.15, *b* (joint en cuir prévu pour des pressions d'huile élevées).

La figure 26.15, *c* montre une garniture en cévanite. Les dispositifs de ce type sont utilisés pour $dn < 12 \cdot 10^4$ mm·tr/mn.

L'inconvénient principal des garnitures en feutre, liège et cuir est leur aptitude à retenir à la surface active des particules abrasives;

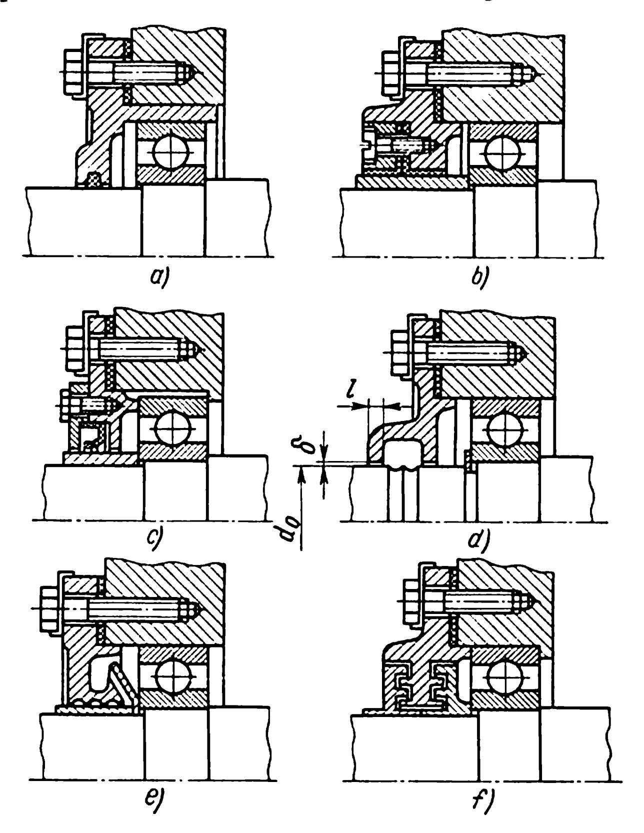


Fig. 26.15

il en résulte qu'après un certain temps, ces garnitures exercent une action abrasive et usent fortement la surface de l'élément conjugué. Pour diminuer l'usure, l'état de surface approprié des arbres ne doit pas être inférieur à ∇7, et leur dureté HRC > 50.

Les dispositifs d'étanchéité du second type sont exempts de ce défaut. Certains d'entre eux sont représentés sur la figure 26.15 (*d*, joint à gorge circulaire; *e*, labyrinthe combiné à une chicane centrifuge et *f*, labyrinthe). Les dispositifs de ce type s'emploient lorsque $dn > 12 \cdot 10^4$ mm·tr/mn. Pour rendre l'étanchéité plus effi-

cace on recourt aux joints combinés; tels sont par exemple ceux à labyrinthe et à chicane centrifuge (pour des vitesses élevées), à labyrinthe et à rondelles de feutre (pour de faibles vitesses).

La quantité d'huile qui s'écoule par unité de temps d'une gorge circulaire lisse peut être calculée d'après la formule:

$$V \approx 2600 \frac{\delta^3 d_0}{\mu l} (p_1 - p_2) \text{ cm}^3/\text{s}.$$

Les valeurs de d_0, δ et l (toutes en cm) sont indiquées sur la figure 26.15, d; μ est le coefficient de viscosité dynamique de l'huile en kgf·s/m²; p_1 et p_2, les pressions en amont et en aval du jeu en kgf/cm².

On déduit de cette équation que l'efficacité du fonctionnement d'un joint à gorge dépend dans une grande mesure de la valeur δ du jeu radial et, dans une moindre mesure, de sa longueur l. Généralement on pose: $\delta = 0{,}1$ à $0{,}3$ mm.

CALCUL (CHOIX) DES ROULEMENTS

Choix des roulements pour des sollicitations statiques. Si les roulements sous des charges importantes ne tournent pas ou tournent avec $n < 1$ tr/mn, comme c'est le cas des suspensions des crochets des appareils de levage, des pales d'hélices à calage variable, etc., la formule de durée de service (26.20) ne convient pas pour leur calcul car pour $N = 0$ l'expression (26.19) donne $Q \to \infty$.

La charge limite des roulements ainsi sollicités est déterminée non pas par la durée de service des pièces du roulement, mais par la valeur des déformations résiduelles des surfaces en contact.

Dans le cas des contraintes de compression admissibles pour les roulements, ces déformations sont si faibles que la surface des chemins de roulement des bagues ne s'en trouve pas endommagée.

En appliquant les équations (26.11) et (26.14), on obtient une expression permettant de calculer la charge statique admissible sur un roulement à billes pour charge radiale:

$$R_{st} = \frac{\sigma_{max}^3}{5\lambda_b^3} z d_b^2 = \varepsilon_b' z d_b^2. \qquad (26.21)$$

Pour tous les roulements à billes, à charge mixte, la structure de la formule (26.21) est la même et peut être représentée sous la forme:

$$Q_{st} = \varepsilon_b z d_b^2 \text{ kgf}, \qquad (26.22)$$

où z est le nombre de billes dans une rangée;

d_b, le diamètre de la bille en cm.

Les valeurs de ε_b pour les divers types de roulements à billes à $\sigma_{max} = [\sigma]_{sup} = 50\,000$ kgf/cm² sont indiquées dans le tableau 26.6.

Tableau 26.6

Valeurs des coefficients ε_b et ε_r

Roulements à billes		Roulements à rouleaux	
Type de roulement	ε_b	Type de roulement	ε_r
A une rangée pour charge radiale	85	A rouleaux cylindriques courts pour charge radiale	160
A deux rangées sur rotule pour charge radiale . .	72	A deux rangées de rouleaux sur rotule pour charge radiale	300
A une rangée pour charge mixte	85 cos β	A une rangée de rouleaux pour charge mixte (conique)	160 cos β
Pour charge axiale . . .	330	A rouleaux cylindriques pour charge axiale . .	600

N o t e. Dans un roulement à billes, β est l'angle entre la ligne de pression et le plan médian du roulement (fig. *c* dans le tableau 26.1).
Dans un roulement à rouleaux, β est l'angle du cône (fig. *f* dans le tableau 26.2).

En résolvant les équations (26.12) et (26.16), on obtient une expression pour le calcul de la charge statique admissible sur un roulement à rouleaux pour charge radiale:

$$R_{st}=\frac{\sigma_{max}^2}{4,6\lambda_r^3}zl_rd_r=\varepsilon_r zl_rd_r. \qquad (26.23)$$

Pour tous les roulements à rouleaux, pour charges radiale et axiale, la formule (26.23) s'écrit:

$$Q_{st} = \varepsilon_r zl_rd_r \text{ kgf}, \qquad (26.24)$$

où z est le nombre de rouleaux dans une rangée;

l_r et d_r, respectivement la longueur et le diamètre du rouleau en cm.

Les valeurs de ε_r pour les divers types de roulements à rouleaux, pour $\sigma_{max} = [\sigma]_{sup} = 35\ 000$ kgf/cm², sont indiquées dans le tableau 26.6.

La valeur de la charge statique admissible est indiquée pour chaque roulement normalisé dans les catalogues de ces pièces.

Choix des roulements en fonction de la durée de service. Un roulement qui travaille sous charge est pratiquement calculé en partant du coefficient d'aptitude au service.

Dans la plupart des cas, c'est la bague intérieure du roulement qui tourne. Mais lorsque c'est la bague extérieure qui tourne, les autres conditions étant les mêmes, la charge sur le roulement doit

être diminuée du fait de l'augmentation, dans ce cas, de la fréquence de chargement de la bague intérieure. C'est pourquoi lorsque c'est la bague extérieure qui tourne, la valeur R de la charge radiale dans le terme gauche de l'équation (26.25) est affectée du facteur $k_b > 1$.

Les secousses et les chocs pendant le fonctionnement influant défavorablement sur la durée de service du roulement, on introduit également dans le terme gauche de l'équation (26.25) un coefficient $k_n > 1$ qui dépend de l'allure de la charge si celle-ci est irrégulière. L'influence de la température en service sur la durée du roulement est appréciée par le coefficient correctif $k_t > 1$.

Les charges radiale R et axiale A peuvent être remplacées par la charge radiale réduite $Q_{réd}$ qui influe sur la durée de service du roulement calculé de la même façon que l'action commune des deux charges réelles R et A. La forme générale s'écrit :

$$Q_{réd} = k_b R + mA, \qquad (26.25)$$

où m est le coefficient de réduction de la charge axiale à la charge radiale, tenant compte des différentes influences de ces charges sur la durée de service du roulement. Ainsi, la formule pratique des roulements radiaux pour charge radiale prend la forme:

$$(k_b R + mA)\, k_n k_t\, (nh)^{0,3} = C, \qquad (26.26)$$

où R est la charge radiale réelle en kgf;

A, la charge axiale réelle en kgf;

$m = 0,5$ à $4,5$, le coefficient de réduction de la charge, choisi en fonction du type et des dimensions du roulement;

k_b, le coefficient introduit dans la formule lors de la rotation de la bague extérieure du roulement; il est posé égal à 1,1 pour les roulements à billes sur rotule et à 1,35 pour les roulements de tous les autres types;

k_n, le coefficient lié à l'allure de la charge compris entre 1 et 3 et choisi d'après le tableau donné par les ouvrages de référence;

k_t, le coefficient thermique:

$$t\,(°C) = 125 \quad 150 \quad 175 \quad 200 \quad 225 \quad 250;$$
$$k_t = 1,05 \quad 1,10 \quad 1,15 \quad 1,25 \quad 1,35 \quad 1,40;$$

n, le nombre de tours du roulement par minute;

h, la durée de service recherchée en h.

Pour les butées soumises seulement à des charges axiales, les deux bagues occupent la même position par rapport aux billes, et c'est pourquoi dans l'expression (26.25) $Q = A$; $k_b = 1$, et la formule pratique générale s'écrit:

$$Ak_n k_t\, (nh)^{0,3} = C. \qquad (26.27)$$

Pour les roulements à aiguilles qui ne supportent que des charges radiales, $Q = R$, et la formule de calcul s'écrit:

$$Rk_b k_n k_t (nh)^{0,3} = C. \qquad (26.28)$$

Lors du calcul des roulements sollicités par des charges radiales et axiales, à côté des charges extérieures, il faut également tenir compte des charges axiales conditionnées par l'action des charges radiales.

La formule (26.26) devient alors:

$$(k_b R + m \sum A)\, k_n k_t (nh)^{0,3} = C. \qquad (26.29)$$

Lors de la détermination de la somme algébrique de tous les efforts axiaux, on considère comme positives les forces qui diminuent le jeu intérieur dans le roulement: si $\sum A < 0$, le calcul se fait seulement d'après la charge radiale.

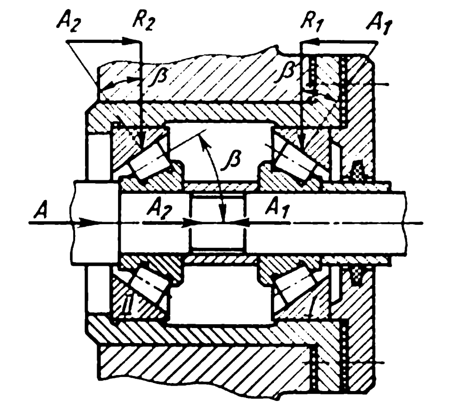


Fig. 26.16

Pour un organe d'appui avec roulements à rouleaux coniques (fig. 26.16) à $R_1 > R_2$ et $A > (A_1 - A_2)$, on obtient pour les roulements I et II respectivement:

$$Q_{1\ \text{réd}} = k_b R_1 + m\,[A + (A_2 - A_1)];$$

$$Q_{2\ \text{réd}} = k_b R_2,$$

où $A_1 \approx 1{,}3 R_1 \operatorname{tg} \beta$; $A_2 = 1{,}3 R_2 \operatorname{tg} \beta$.

Le coefficient d'aptitude au service C d'un roulement ne peut pas être déterminé par voie purement théorique. Ses valeurs établies expérimentalement pour les roulements normalisés figurent dans les normes nationales correspondantes.

Lorsqu'un roulement travaille sous *charge variable* et à *vitesse angulaire variable*, son calcul se fait suivant la charge équivalente $Q_{éq}$ et le nombre de tours équivalent $n_{éq}$.

Soit h le nombre d'heures de travail total d'un roulement dont le fonctionnement sous charge Q_i à la vitesse n_i représente α_i parties de sa durée totale de service, c'est-à-dire $\alpha_i = \frac{h_i}{h}$, où h_i est le nombre d'heures de travail en régime Q_i, n_i. On déduit des formules (26.26) et (26.27) que la durée de service d'un roulement, toutes les autres conditions étant égales, est inversement proportionnelle au produit $Q_i^{\frac{10}{3}} n_i$. C'est pourquoi la charge équivalente d'un roulement de

type quelconque peut être définie par la formule:

$$Q_{éq} = \left(\sum_{i=1}^{h} \alpha_i \beta_i Q_i^{3,33}\right)^{0,3};$$

$$\alpha_i = \frac{h_i}{h} \text{ et } \beta_i = \frac{n_i}{n_{éq}},$$

où $n_{éq}$ est le nombre de tours conventionnel choisi généralement en fonction du régime prédominant.

CHAPITRE 27

Pièces de support

Les bâtis, semelles et boîtiers que, pour être bref, nous appellerons dans ce qui suit par le terme de *pièces de support* constituent, en règle générale, une part importante du poids total des machines (jusqu'à 70 ou 90 % dans les machines-outils, par exemple). On comprend donc que pour arriver à réduire l'excès de poids, un ingénieur doit trouver le matériau, la forme et les dimensions les plus appropriés au genre de la machine étudiée.

La grande variété de construction des pièces de support utilisées dans les diverses machines ne permet de les examiner ici que sous leur aspect le plus général. Les problèmes de la conception et du calcul des pièces de support sont étudiés en détail dans les cours appropriés (entre autres, dans ceux des machines-outils, équipement de forge et presses, turbines à vapeur, à gaz, etc.).

Classification. Le tableau 27.1 en donne une hiérarchisation sommaire établie par D. Réchétov.

Les pièces de support peuvent être également classées:

suivant leur destination:

1) bâtis, cadres, carcasses porteuses;

2) socles, plaques de fondation;

3) pièces de support des ensembles, y compris: a) corps, boîtiers; b) colonnes, montants, consoles et autres pièces porteuses fixes; c) tables, supports, coulisseaux et autres pièces porteuses mobiles; d) couvercles et protecteurs;

suivant leur forme:

1) pièces dont un élément d'encombrement est beaucoup plus grand que les deux autres (bâtis des machines-outils, traverses, coulisseaux);

2) pièces dont un élément d'encombrement est beaucoup plus petit que les deux autres (plaques de fondation, tables);

Tableau 27.1

Pièces de support

Bâtis simples de machines horizontales	
Bâtis simples de machines verticales	
Bâtis à portique	
Bâtis circulaires, corps	
Bâtis de machines à piston, bloc-cylindres	
Cadres des véhicules	
Charpentes porteuses des appareils de levage	
Socles	
Boîtiers	

Suite

Montants, consoles, chaises	
Tables, chariots, supports	
Traverses, coulisseaux, cols de cygne	
Couvercles, protecteurs	

3) pièces dont les trois éléments d'encombrement sont du même ordre de grandeur (boîtiers et autres pièces);

suivant le joint:

1) pièces monobloc; 2) démontables;

suivant les conditions de service:

1) pièces fixes; 2) mobiles;

suivant le mode de fabrication:

1) pièces moulées; 2) soudées; 3) combinées.

Les pièces de support (bâtis, montants, consoles, etc.) sont dans leur majorité caractérisées par un travail du matériau qui s'effectue dans les conditions d'une sollicitation complexe (flexion, torsion et traction simultanées, par exemple, produisant des déformations d'une complexité correspondante).

On déduit des formules de résistance des matériaux prévues pour le calcul des contraintes et des déformations qu'à égalité de conditions, la résistance et la rigidité à la traction et à la compression d'un élément de construction dépendent uniquement de la surface de sa section droite, et non pas de sa forme. Par conséquent, les frais de matériaux sont entièrement déterminés d'une part par les efforts appliqués, et de l'autre, par les contraintes et les déformations admissibles. Pour la flexion et la torsion, c'est l'inverse, et les frais de matériaux peuvent être réduits par un choix correct de la forme de la section droite de l'élément en augmentant les moments de résistance et d'inertie sans modifier la surface de cette section, c'est-à-dire le poids de l'élément de la construction considérée.

Choix des formes optimales. Le tableau 27.2 montre clairement que la section ayant la forme d'un rectangle creux présente les plus grands avantages pour la rigidité à la flexion et surtout à la torsion. Pour sa résistance à la flexion elle ne le cède qu'à la section en double T, et pour sa résistance à la torsion, à la section annulaire. C'est la forme usuelle des pièces de support, car son application est également favorisée par des considérations fonctionnelles, et notamment, par son aptitude à un raccordement commode avec d'autres pièces.

La résistance et surtout la rigidité des pièces de support sont accrues par l'utilisation de nervures et de cloisons. Cette utilisation devient impérative lorsque d'après les conditions de service d'une pièce celle-ci doit être ouverte d'un ou de deux côtés. Exemple: les bancs des tours. Pour permettre la chute et l'évacuation des copeaux, le banc de la majorité des tours se fait à deux parois liées par un système de nervures et de cloisons.

Dans d'autres cas, les parois des pièces de support sont percées par des fenêtres pour permettre de placer à l'intérieur divers mécanismes et servitudes.

L'efficacité des cloisons et des nervures est pour beaucoup fonction de leur position relative. Il se peut que l'amélioration de la rigidité obtenue à l'aide de cloisons soit tout à fait infime et ne justifie pas la dépense supplémentaire de métal et l'augmentation de la quantité de travail nécessaire pour la fabrication de la pièce. Ceci ressort à l'évidence de la comparaison (par rapport à la pièce en caisson de mêmes dimensions, mais sans cloisons) des valeurs relatives de la rigidité à la flexion R_f et à la torsion R_t, du poids P et des rigidités spécifiques $\frac{R_f}{P}$, $\frac{R_t}{P}$ groupés dans le tableau 27.3 pour quelques modèles.

Le tableau 27.3 rend claire la faible influence des cloisons (excepté pour les modèles 5 et 6) sur la rigidité à la flexion. Pour les modèles 3 et 4 l'augmentation relative de R_f est même plus faible que l'augmentation relative du poids ($R_f/P < 1$). Une question vient alors à l'esprit: ne serait-il pas plus avantageux, au lieu de confectionner des cloisons, d'utiliser le même métal pour rendre les parois plus épaisses. La réponse est donnée par le tableau 27.4: la deuxième solution présente quelque avantage à l'égard de la rigidité à la flexion pour tous les modèles, excepté les modèles 5 et 6, mais elle est très désavantageuse en ce qui concerne la rigidité à la torsion; c'est pourquoi pour une pièce travaillant simultanément à la flexion et à la torsion il vaut mieux, en somme, de prévoir des cloisons au lieu de faire des parois plus épaisses.

Choix de l'épaisseur des parois. Lorsque l'encombrement des pièces de support est imposé par la construction de la machine, leur poids est déterminé dans une grande mesure par l'épaisseur de leurs parois.

Tableau 27.2

Moments de flexion et de torsion maximaux pour des sections droites de formes variées

Section droite			Moment de flexion maximal admissible			Moment de torsion maximal admissible			
			Suivant la contrainte			Suivant la contrainte		Suivant l'angle de torsion relatif	
Forme	Surface, cm²	Poids, kgf/m	kgfcm	valeur relative	Suivant la flèche, valeur relative	kgfcm	valeur relative	kgfcm	valeur relative
	29,0	22	48,3 $[\sigma]_f$	1,0	1,0	2,7 $[\tau]_t$	1,0	66 $P\theta$	1,0
	28,3	22	58,2 $[\sigma]_f$	1,2	1,15	116 $[\tau]_t$	43	580 $P\theta$	8,8
	29,5	22	66,3 $[\sigma]_f$	1,4	1,6	104 $[\tau]_t$	38,5	2070 $P\theta$	31,4
	29,5	22	90 $[\sigma]_f$	1,8	1,8	12 $[\tau]_t$	4,5	126 $P\theta$	1,9

Pour les pièces creuses, les considérations de résistance et de rigidité élevées à la flexion et à la torsion et de faible poids dictent le choix d'une épaisseur minimale. La stabilité des parois minces s'obtient en les renforçant par des nervures.

Dans les pièces moulées, l'épaisseur minimale des parois est déterminée essentiellement par les prescriptions de moulage et partiellement par celles d'usinage:

a) l'épaisseur des parois doit assurer un bon remplissage du moule par le métal liquide; en partant de cette exigence on recommande les épaisseurs minimales des parois consignées sur le tableau 27.5;

Tableau 27.3

Caractéristiques de la rigidité à la flexion et à la torsion des modèles de formes variées

n° du modèle	Forme du modèle	Rigidité relative à la flexion R_f	Rigidité relative à la torsion R_t	Poids relatif des modèles P	$\frac{R_f}{P}$	$\frac{R_t}{P}$
1 (principal)		1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
2a		1,10	1,63	1,10	1,00	1,48
2b		1,09	1,39	1,05	1,04	1,32
3		1,08	2,04	1,14	0,95	1,79
4		1,17	2,16	1,38	0,85	1,56
5		1,78	3,69	1,49	1,20	3,07
6		1,55	2,94	1,26	1,23	2,39

Tableau 27.4

Modifications de la rigidité relative à la flexion et à la torsion des modèles de formes variées

n° du modèle	Poids relatif de la pièce en caisson	Rigidité relative à la flexion		Rigidité relative à la torsion	
		avec nervures	avec épaisseur accrue des parois	avec nervures	avec épaisseur accrue des parois
1 (principal)	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
2a	1,10	1,10	1,15	1,63	1,18
2b	1,05	1,09	1,10	1,39	1,10
3	1,14	1,08	1,16	2,04	1,21
4	1,38	1,17	1,29	2,16	1,40
5	1,49	1,78	1,30	3,69	1,46
6	1,26	1,55	1,19	2,94	1,24

b) l'épaisseur optimale des nervures et des cloisons est comprise entre 0,6 et 0,8 de celle de la paroi principale;

c) l'épaisseur réduite des parois, qui est le quotient de la surface de la section droite par son périmètre, doit être au possible égale dans toutes les parties de la pièce moulée; le rapport entre les épaisseurs réduites en divers points d'une pièce moulée ne doit pas dépasser 2 à 2,5, car s'il n'en est pas ainsi, les contraintes produites par le retrait peuvent dépasser la charge de rupture du métal;

d) les épaisseurs des parois doivent être suffisantes pour résister aux chocs lors de l'extraction, du nettoyage et de l'ébarbage de la pièce moulée, de sa manutention et de son usinage ultérieur;

e) les épaisseurs des parois indiquées sont augmentées pour tenir compte des défauts d'exécution et de montage éventuels des noyaux et du moule.

Pour satisfaire aux prescriptions indiquées, les parois se font d'une épaisseur beaucoup plus grande qu'il ne le faut pour assurer la résistance et la rigidité de la pièce en service. Ainsi, l'épaisseur des parois des bâtis des machines-outils légères varie de 12 à 15 mm, celle des machines-outils moyennes, de 18 à 22 mm, et des machines-outils lourdes, de 23 à 35 mm.

Etant donné l'immense importance que représente pour l'économie nationale une économie de métal, il faut s'attacher particulièrement lors de l'établissement des projets à faire un choix judicieux de l'épaisseur des parois des pièces de support essentielles, car ce sont celles dont la fabrication nécessite le plus de métal. L'épaisseur des parois doit être la plus faible possible et son choix doit se guider par les valeurs données dans le tableau 27.5 compte tenu des possibilités de la fonderie. A mesure que s'améliore l'équipement des ateliers considérés et que la gamme de moulage devient plus parfaite, les épaisseurs doivent être périodiquement réduites et rendues plus conformes aux prescriptions imposées par la résistance et la rigidité des pièces.

Bâtis moulés et soudés. Les bâtis moulés se font en fonte, acier ou alliages légers, et soudés, en aciers laminés ou à partir d'éléments en acier moulé et laminé.

Les pièces de support courantes sont en fonte moulée. Ces dernières années à la place des bâtis en fonte ou en acier moulés d'une seule pièce on utilise de plus en plus les bâtis soudés. Dans le cas d'un bâti soudé le modèle est inutile.

Pour la même charge et les mêmes dimensions des éléments en acier et en fonte, le rapport du coefficient de sécurité pour la fonte n_f au coefficient de sécurité pour l'acier n'_a est égal au rapport des charges de rupture correspondantes: pour la traction, compression et flexion $\frac{n'_f}{n'_a} = \frac{\sigma_f}{\sigma_a}$; pour la torsion $\frac{n'_f}{n'_a} = \frac{\tau_f}{\tau_a}$. Pour un élément en fonte СЧ 21-40, $\sigma_t = 21$ kgf/mm², $\sigma_{com} = 75$ kgf/mm², $\sigma_f = 40$ kgf/mm²

Tableau 27.5

Epaisseur minimale admissible des parois des pièces moulées

Métal	Epaisseur minimale des parois des pièces moulées en mm	Note
Acier au carbone	Petites 6 Moyennes 10 à 12 Grosses 15 à 20	Lorsque la coulée se fait à partir d'un four électrique acide, l'épaisseur des parois peut être réduite à 4 mm, et dans des cas isolés, à 3 mm et moins (moulage de précision); 6 mm pour les parois d'une longueur allant jusqu'à 1000 mm
Fonte grise	Petites 3 à 4 Moyennes 6 à 8, à 10 Grosses 15 à 20 et plus	La fonte à graphite sphérique permet de mouler des pièces de même épaisseur de parois que celle des pièces en fonte grise
Fonte inoculée	15 à 20 % de plus que dans les pièces moulées en fonte grise	
Fonte malléable	3 à 6	Lorsque la fonte s'obtient à partir d'un four électrique, l'épaisseur peut être minimale, c'est-à-dire 3 mm
Bronze à l'étain	Petites 3 à 5 Moyennes 6 à 8	Longueur jusqu'à 150 mm
Alliages d'aluminium	Petites 3 à 5 Moyennes 5 à 8	Longueur jusqu'à 200 mm. Pour le moulage sous pression, jusqu'à 1,5 mm. Pour des pièces en alliage aluminium-cuivre, épaisseur minimale des parois est de 5 mm
Alliages de magnésium	Moyennes 4 Grosses 6	Dans le moulage sous pression, l'épaisseur minimale admise est de 2 mm
Laitons spéciaux	Au moins 5 à 6	Laitons à l'aluminium et au silicium, au moins 6 mm
Alliages de zinc	Jusqu'à 3	Dans le moulage sous pression, l'épaisseur peut être réduite à 1,5 mm
Acier allié	Suivant la nuance, mais dans tous les cas 20 à 40 % de plus que dans les pièces moulées correspondantes en acier au carbone	
Acier réfractaire	Comme pour les pièces moulées en fonte grise	

et τ_t = 15 à 25 kgf/mm² et pour un élément en acier Cт. 5 ($\sigma_t \approx \approx \sigma_{com} \approx \sigma_f \approx 50$ kgf/mm² et $\tau_t = 40$ kgf/mm²) on obtient les valeurs respectives de ces rapports $\frac{n'_f}{n'_a}$ = 0,4; 1,5; 0,8 et 0,4 à 0,6. Les propriétés mécaniques de l'acier étant plus élevées que celles de la fonte usuelle, pour les mêmes charges, coefficient de sécurité

Caractéristique comparative du poids des

Traction	Flexion	
	Forme de la section	
Arbitraire $\frac{S_1}{S_2}=\frac{V_1}{V_2}$	Mêmes contours, épaisseurs variées δ des parois $\frac{S_1}{S_2}=\frac{J_1}{J_2}=\frac{W_1}{W_2}=\frac{V_1}{V_2}=\frac{\delta_1}{\delta_2}$	Similitude géométrique des sections, dimensions proportionnelles; coefficient de proportionnalité m $\frac{S_1}{S_2}=\frac{V_1}{V_2}=m^2$; $\frac{W_1}{W_2}=m^3$; $\frac{J_1}{J_2}=m^4$
		Même coefficient
$\frac{S_1}{S_2}=\frac{\sigma_{ttr_2}}{\sigma_{ttr_1}}=0{,}4$	$\frac{W_1}{W_2}=\frac{\sigma_{tf_2}}{\sigma_{tf_1}}=0{,}8$	
$\frac{V_1}{V_2}=\frac{S_1}{S_2}=0{,}4$	$\frac{W_1}{W_2}=\frac{\sigma_{tf_2}}{\sigma_{tf_1}}=0{,}8$	$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)^{2/3}=0{,}8^{2/3}=0{,}86$
$\frac{Q_1}{Q_2}=1{,}07$; $\frac{V_1}{V_2}=0{,}43$	$1{,}07\cdot 0{,}8=\underline{0{,}86}$	$1{,}07\cdot 0{,}86=\underline{0{,}92}$
		Même rigidité $R=$
$\lambda=\frac{Fl}{ES}$; $R=\frac{F}{\lambda}=\frac{ES}{l}$; $\frac{S_1}{S_2}=\frac{E_2}{E_1}=0{,}48$	$f=k\frac{Fl^3}{EJ_2}$; $R=\frac{F}{f}=\frac{EJ}{kl^3}$; $\frac{J_1}{J_2}=\frac{E_2}{E_1}=0{,}48$	
$\frac{V_1}{V_2}=\frac{F_1}{F_2}=0{,}48$	$\frac{J_1}{J_2}=\frac{E_2}{E_1}=0{,}48$	$\left(\frac{J_1}{J_2}\right)^{1/2}=0{,}48^{1/2}=0{,}69$
$\frac{Q_1}{Q_2}=1{,}07$; $\frac{V_1}{V_2}=\underline{0{,}51}$	$1{,}07\cdot 0{,}48=\underline{0{,}51}$	$1{,}07\cdot 0{,}69=\underline{0{,}74}$

* Selon la forme de la section de l'élément.

éléments en acier et en fonte de même longueur

Torsion	
droite de l'élément	
Mêmes contours, épaisseurs variées δ des parois $$\frac{S_1}{S_2}=\frac{J_{tr_1}}{J_{tr_2}}=\frac{W_{tr_1}}{W_{tr_2}}=\frac{V_1}{V_2}=\frac{\delta_1}{\delta_2}$$	Similitude géométrique des sections, dimensions proportionnelles; coefficient de proportionnalité *m* $$\frac{S_1}{S_2}=\frac{V_1}{V_2}=m^2;\quad \frac{W_{tr_1}}{W_{tr_2}}=m^3;$$ $$\frac{J_{tr_1}}{J_{tr_2}}=m^4$$
de sécurité n	
$$\frac{W_{tr_1}}{W_{tr_2}}=\frac{\tau_{tt_2}}{\tau_{tt_1}}=0{,}4 \text{ à } 0{,}6$$	
$$\frac{W_{tr_1}}{W_{tr_2}}=0{,}4 \text{ à } 0{,}6$$	$$\left(\frac{W_{tr_1}}{W_{tr_2}}\right)^{2/3}=0{,}4^{2/3} \text{ à } 0{,}6^{2/3}=$$ $$=0{,}55 \text{ à } 0{,}71$$
$1{,}07\,(0{,}4 \text{ à } 0{,}6)=\underline{0{,}43 \text{ à } 0{,}64}$	$1{,}07\,(0{,}55 \text{ à } 0{,}71)=\underline{0{,}59 \text{ à } 0{,}76}$ *
$\frac{\textit{charge}}{\textit{déformation}}$	
$$\theta=\frac{M_t l}{GJ_{tr}};\quad R=\frac{M_t}{\theta}=\frac{GJ_{tr}}{l};\quad \frac{J_{tr_1}}{J_{tr_2}}=\frac{G_2}{G_1}=0{,}48$$	
$$\frac{J_{tr_1}}{J_{tr_2}}=\frac{G_2}{G_1}=0{,}48$$	$$\left(\frac{J_{tr_1}}{J_{tr_2}}\right)^{1/2}=0{,}48^{1/2}=0{,}69$$
$1{,}07\cdot 0{,}48=\underline{0{,}51}$	$1{,}07\cdot 0{,}69=\underline{0{,}74}$

et rigidité, le poids d'un bâti en acier est plus faible que celui d'un bâti en fonte. Ce fait apparaît clairement dans le tableau 27.6 composé pour des éléments en acier et en fonte d'une même longueur arbitraire. Les chiffres mis en relief dans la dernière ligne du tableau 27.6 montrent qu'à égalité de rigidité, le poids d'un élément en acier vaut $^1/_2$ ou $^3/_4$ du poids d'un élément en fonte.

La comparaison des poids n'est favorable à la fonte que dans le cas de compression, et encore si l'élément ne se fait pas en acier thermiquement traité meilleur que Cт. 3 ou Cт. 5.

En fait, l'économie de métal obtenue par remplacement de la fonte par l'acier dépend beaucoup des formes des deux variantes imposées par la construction.

Une pièce soudée peut être au besoin aisément corrigée (renforcée, sa rigidité peut être accrue, ses formes et dimensions modifiées). Il est beaucoup plus difficile d'agir en ce sens sur une pièce moulée. La possibilité de modifications et de corrections des pièces prévues pour les prototypes des machines est un avantage très précieux.

En comparant les avantages et les inconvénients des deux variantes, on peut fixer de la façon suivante les domaines de leur application rationnelle.

Pour les pièces de support très chargées des machines spéciales prévues pour la fabrication unitaire, la variante en acier soudée est la plus indiquée.

Pour les pièces soumises à des charges modérées et fabriquées en nombre important, c'est la variante en fonte qui convient le mieux.

Pour des pièces identiques fabriquées en grandes séries, le prix par pièce des modèles une fois exécutés est négligeable.

Dans le cas de faibles charges les hautes qualités mécaniques de l'acier ne sont pas utilisées complètement.

Telles sont les conclusions générales. Dans les cas présentant une importance particulière, le choix de telle ou telle variante de construction est guidé par le calcul technique et économique comparatif. Ce calcul doit rendre compte des délais de fabrication imposés à la machine, des moyens de production disponibles à l'usine de fabrication, de la coopération éventuelle entre les entreprises et d'autres conditions.

Principes essentiels du calcul. Le critère principal de l'aptitude au service des pièces de support est leur rigidité. Dans les machines-outils, la rigidité des bâtis, par exemple, détermine la productivité et la précision des pièces usinées, la rigidité du corps d'un réducteur à engrenages assure un engrènement correct des roues et, par suite, détermine l'aptitude au service du réducteur, etc.

Dans les cas courants, dans une machine considérée, les pièces de support sont les plus complexes, les plus délicates dans la fabrication et les plus onéreuses.

Souvent la détérioration d'une pièce de support met pour longtemps hors d'usage toute la machine. Aussi les dimensions des pièces de support sont-elles imposées de manière à les préserver des ruptures même sous des charges maximales.

En vérifiant la résistance des pièces de support, on adopte pour charge pratique la charge maximale provoquant le déclenchement du limiteur ou la charge maximale possible dans les conditions de service.

Suivant les schémas de calcul éventuels, les pièces de support peuvent être groupées comme suit :

1) pièces considérées comme poutres en caisson (bâtis et montants à profil de la section droite fermé complètement ou partiellement) ;

2) pièces considérées comme cadres (bâtis à portique, châssis des véhicules, cadres des charrues et d'autres machines agricoles) ;

3) pièces considérées comme plaques (semelles, tables circulaires et rectangulaires des machines-outils sollicitées par des charges non réparties sur toute la longueur) ;

4) pièces considérées comme boîtiers (corps des réducteurs à engrenages et des boîtes de vitesses, carters des moteurs).

Conformément à ces schémas, les principes généraux du calcul des pièces de support sont exposés dans les cours de résistance des matériaux, de mécanique de construction et de théorie de l'élasticité.

Le calcul des pièces concrètes est exposé dans les cours spéciaux consacrés à l'étude des machines comportant de telles pièces.

TABLE DES MATIÈRES

TROISIÈME PARTIE

Transmissions

QUATRIÈME PARTIE

Arbres et axes. Accouplements. Organes d'appui

À NOS LECTEURS

Les Editions Mir vous seraient très reconnaissantes de bien vouloir leur communiquer votre opinion sur le contenu de ce livre, sa traduction et sa présentation, ainsi que toute suggestion que vous voudriez formuler

Ecrire à l'adresse:
1er Rijski péréoulok, 2, Moscou,
I-278, U.R.S.S.

Imprimé en Union Soviétique